VISIT…



АСТРАХАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Л.В. Галимова

АБСОРБЦИОННЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ

Курс лекций

Рекомендовано УМО Госкомвуза Российской Федерации в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений по специальности 070200 "Техника и физика низких температур"

Астрахань 1997

УДК 621.575

Галимова Л.В. Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы: Учеб. пособие для спец. "Техника и физика низких температур" / Астрахан.гос.тех.ун-т. - Астрахань: Изд-во АГТУ, 1997. - 226 с.

В учебном пособии представлены основы теории и вопросы практического применения абсорбционных машин и тепловых насосов. Приведены схемы абсорбционных холодильных машин различных типов и принципы их расчета.

Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы рассматриваются как экономически и экологически перспективные системы.

Для студентов высших учебных заведений по специальности "Техника и физика низких температур".

Рецензенты: кафедра "Пищевые и холодильные машины" Калининградского государственного университета;

зав. кафедрой холодильных машин и установок Петропавловск-Камчатского высшего инженерного морского училища Х.А. Абдульманов

© Астраханский государственный технический университет, 1997
© Галимова Л.В., 1997

ПРЕДИСЛОВИЕ

Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы, как объекты холодильной техники, позволяют решать важные вопросы энергосбережения и способствуют снижению её отрицательного влияния на окружающую среду.

Учебное пособие "Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы" представляет собой курс лекций по специальности 07.02.00 "Техника и физика низких температур" для подготовки специалистов в соответствии с "Государственным образовательным стандартом высшего профессионального образования".

Освоение дисциплины базируется на знаниях термодинамики и тепломассообмена, теоретических основ низкотемпературной техники, полученных студентами при изучении схем и циклов холодильных машин различного типа, способов оценки их эффективности.

В пособие включены материалы, отражающие основы теории, методы расчета и конструирования абсорбционных холодильных машин и их элементов.

В основу курса лекций положены результаты исследований процессов в аппаратах абсорбционных холодильных машин и в целом схем абсорбционных холодильных машин различного назначения - итоги деятельности учёных различных вузов, в том числе и автора, и научно-исследовательских институтов, опубликованные в фундаментальных трудах и периодической центральной печати.

Основными учебниками по курсу являются книги Б.М.Блиера, А.В.Вургафта "Теоретические основы проектирования абсорбционных термотрансформаторов", И.А.Сакуна и др. "Холодильные машины".

Примеры конструкций аппаратов, схемы промышленных холодильных машин, приведённые в разделе "Приложение", могут быть использованы студентами при изучении дисциплины, в курсовом и дипломном проектировании.

Автор выражает благодарность сотрудникам и студентам, которые внесли свой вклад в разработку, изготовление и испытание лабораторного стенда по исследованию абсорбционного блока водоаммиачной холодильной машины в 1994-1996 гг., доценту А.А. Широкову за консультации при подготовке курса лекций.

ЛЕКЦИЯ ПЕРВАЯ

Тема: *"Энергосберегающие холодильные системы. Абсорбционные холодильные машины, их экологическая и экономическая перспективность. Основы термодинамики растворов, принцип действия абсорбционной холодильной машины. Области применения."*

Проблемы энергосбережения в настоящее время имеют важное значение в первую очередь в связи с ограниченностью природных ресурсов, неравномерным их распределением, а также в связи со всё возрастающим техногенным загрязнением окружающей среды, частью которого являются тепловые сбросы холодильных машин.

Уменьшение вредного влияния на окружающую среду может быть достигнуто повышением эффективности холодильных систем как при их создании, так и в процессе эксплуатации.

В области холодильной техники к энергосберегающим системам относятся теплоиспользующие абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы.

Абсорбционные холодильные машины работают, потребляя энергию в виде теплоты, причём в ряде случаев используются так называемые вторичные тепловые ресурсы, такие, как тепловые сбросы ТЭЦ, тепловые отходы химических предприятий и др.

При выработке холода абсорбционными холодильными машинами, работающими с использованием вторичных тепловых ресурсов, полностью сберегается тепло, которое в противном случае было бы затрачено на производство электроэнергии, необходимой для привода электродвигателей компрессоров.

Энергосберегающий эффект в виде экономии топлива проявляется при работе абсорбционных холодильных машин от незагруженных теплофикационных отборов ТЭЦ. Одним из назначений абсорбционной холодильной машины при этом является получение холодной воды в режиме кондиционирования воздуха.

Анализ работы компрессионной и абсорбционной холодильных машин показал, что в данных условиях абсорбционная холодильная машина работает более эффективно.

Использование абсорбционных холодильных машин для кондиционирования и теплоснабжения дало возможность осуществить их круглогодичную загрузку, упростить системы хладо- и теплоснабжения, создать экономичные, безопасные и малошумные машины.

На уровень эффективности холодильной системы оказывает влияние ряд факторов, непосредственно связанных с эксплуатацией. С одной стороны, это факторы, обусловленные конструкцией системы (надёжность, уровень автоматизации и др.), с другой - её влияние на окружающую среду.

Эксплуатационные показатели абсорбционной холодильной машины, связанные с надёжностью и уровнем автоматизации, выше, чем у компрессионной, т.к. надёжность компрессионной холодильной машины в значительной степени определяется надёжностью механического компрессора.

Степень отрицательного влияния абсорбционной холодильной машины на окружающую среду выявляется в результате анализа факторов, оказывающих вредное воздействие на природу со стороны холодильной техники в целом.

К числу этих факторов относятся: тепловые сбросы, шум и вибрация, загрязнение воды, утечки холодильного агента и масла.

Рассмотрим эти факторы подробнее.

Тепловые сбросы - это тепло, которое, по второму закону термодинамики, отводится в конденсаторе холодильной машины, причем та часть тепла конденсации, которая связана с затратами энергии на сжатие холодильного агента, составляет долю техногенной теплоты, поступающей в биосферу.

При строгом экологическом анализе требуется решать оптимизационную задачу с учетом таких факторов, как уменьшение теплового сброса за счет сокращения разности температур в аппаратах, но при одновременном увеличении тепловых сбросов при изготовлении холодильных машин большой материалоемкости; улучшение

качества теплоизоляции охлаждаемых объектов, но при увеличении ее стоимости.

Дальнейшее совершенствование абсорбционных холодильных машин, обеспечение возможности их работы от источников теплоты всё более низкого потенциала может в перспективе привести к значительному снижению теплового загрязнения окружающей среды.

Шум и вибрация - распространение в окружающую среду механических колебаний, возникающих при работе холодильной машины. С энергетической точки зрения вибрация и шум переходят в конце концов в теплоту, и, хотя это тепло крайне незначительно, виброшумовые загрязнения окружающей среды нельзя исключать из числа факторов, вредно влияющих на организм человека.

Исходя из принципа, заложенного в основу работы абсорбционной холодильной машины, можно утверждать, что она обладает наиболее благоприятными виброакустическими характеристиками.

Загрязнение воды - фактор, связанный с прямоточным водоснабжением, которое еще находит применение ввиду наименьшей стоимости, однако ведет к ухудшению качества воды. На практике в подавляющем большинстве случаев осуществление мероприятий, позволяющих пользоваться водой для охлаждения элементов холодильной машины без ухудшения ее качества, требует больших экономических затрат. При возрастании ценности водных ресурсов в дальнейшем эти экономические затраты будут оправданы обеспечением сохранности потребительских свойств воды.

Утечки холодильного агента и смазочного масла при правильном исполнении и грамотной эксплуатации холодильной установки могут быть устранены, за исключением тех, которые связаны с конструктивными особенностями ее элементов.

В целом загрязнение рабочими веществами окружающей среды со стороны холодильной техники невелико, особенно по сравнению с другими промышленными отраслями.

Однако в настоящее время экологами серьезно ставится вопрос о попадании в атмосферу хлоросодержащих фреонов, что связано с риском уменьшения плотности жизненно важного для планеты озонового слоя в стратосфере.

В соответствии со скорректированной версией Монреальского протокола с 1 января 1996 г. запрещено применение озоноопасного хладагента R12. Проблема альтернативных хладагентов рассматривается не только с точки зрения озоноопасности, но и с точки зрения влияния на глобальное потепление климата.

В качестве альтернативных "натуральных" хладагентов на одном из первых мест стоит аммиак для использования в холодильных установках мощностью более 20 кВт. Ожидается применение аммиака в перспективе в малых холодильных машинах для коммерческих установок, в том числе абсорбционных.

Таким образом, на основании проведённого анализа можно сделать заключение, что абсорбционные холодильные машины по ряду перечисленных факторов являются более совершенными и могут быть признаны экономически и экологически перспективными.

Основы термодинамики растворов, принцип действия абсорбционной холодильной машины

В составе абсорбционной холодильной машины роль компрессора выполняется системой *абсорбер-генератор*. При этом процессы, связанные с работой компрессора, осуществляются с помощью растворов, состоящих из двух или трех компонентов.

В холодильной технике это, как правило, раствор, состоящий из двух (бинарный) компонентов с различными температурами кипения при одинаковом давлении. Один компонент, с более низкой температурой кипения, является холодильным агентом, другой - абсорбентом (поглотителем).

Раствор, обеспечивающий процессы в абсорбционной холодильной машине, носит название её рабочего вещества (тела).

К рабочим веществам абсорбционных холодильных машин предъявляются два основных требования:

полная взаимная растворимость компонентов;

значительное различие величин нормальных температур кипения компонентов.

Наибольшее применение в холодильной технике получили абсорбционные холодильные машины, работающие на растворах вода-аммиак (водоаммиачные), вода-бромистый литий

(бромистолитиевые). В водоаммиачных холодильных машинах холодильным агентом является аммиак, в бромистолитиевых - вода.

Раствор при совершении цикла абсорбционной холодильной машины меняет свое состояние.

Для определения состояния двухкомпонентных систем наряду с заданнем таких параметров, как температура, давление необходимо также иметь данные о концентрации компонентов.

Концентрацией называется содержание одного из компонентов в единице количества смеси.

Для расчетов процессов, протекающих в абсорбционных холодильных машинах, удобно применять диаграммы *энтальпия-концентрация*. Концентрацию при этом выражают массовыми долями.

Рабочие вещества представляют две группы смесей: раствор аммиака в воде относится к первой группе, в нем оба компонента являются летучими; раствор бромистого лития в воде относится ко второй группе, в нем абсорбент (бромистый литий) характеризуется практически нулевой летучестью. В паровой фазе растворов первой группы присутствуют оба компонента, а во второй - только один.

Температура насыщения зависит от концентрации раствора и изменяется, возрастая от температуры насыщения первого чистого компонента до температуры насыщения второго чистого компонента. На рис.1.1 представлены диаграммы и состояния раствора первой (а) и второй (б) групп. Диаграмма ξ-i строится в соответствии с законом Рауля и законом Кирхгофа.

Согласно закону Рауля давление насыщенного пара над раствором зависит от состава раствора, а энтальпия прямо пропорциональна температуре.

Для растворов первой группы в соответствии с первым законом Коновалова пар, находящийся в равновесии с жидкостью, богаче тем из компонентов, добавление которого к жидкости снижает температуру кипения смеси или повышает давление насыщенного пара над ней при постоянной температуре, таким образом, пар над раствором обогащен более летучим компонентом.

Как видно из диаграммы (а), изотерма в области влажного пара имеет наклон, следовательно, в паре холодильного агента больше, чем в жидкости. Обычно в этой области изотермы не нано-

сятся. Для их построения имеется вспомогательная кривая (указана штрихами). Точка M определяет произвольное состояние влажного пара в процессе кипения, когда кипящая жидкость и насыщенный пар имеют температуру t_1 и концентрации соответственно ξ_{F1} и ξ_{D1}.

Изобарное равновесие в ξ-i диаграмме для веществ второй группы (рис. 1.1,б) в общих чертах аналогично. Существенным отличием является то, что паровая фаза содержит только один летучий компонент, поэтому линия равновесия пара и жидкости лежит на оси энтальпий. Следует обратить внимание на то, что на рис. 1.1,б диаграмма не имеет области ξ=1. Это объясняется тем, что пар не имеет в своём составе нелетучего компонента, поэтому полный переход раствора с начальной концентрацией ξ_a в паровую область невозможен.

При сравнении диаграмм "а" и "б" очевидно, что они являются как бы зеркальным отражением друг друга. Причина заключается в том, что для водоаммиачного раствора массовая концентрация определяется по содержанию легкокипящего компонента (аммиака), а для водного раствора бромистого лития - по поглотителю (бромистому литию).

Перед рассмотрением отдельных процессов двухкомпонентных систем следует отметить следующее:

как и для чистых веществ, методики нахождения таких термодинамических характеристик двухфазных сред, как энтальпия, энтропия и удельный объем аналогичны (различие состоит лишь в том, что для каждой из фаз эти величины при p=const и однокомпонентной среде не изменяются, а при двухкомпонентных - зависят от концентрации, что следует из правила Гиббса, поэтому процессы фазового перехода для неазеотропных систем происходят при переменной температуре);

общие закономерности термодинамики, которые не зависят от природы вещества, справедливы и для многокомпонентных систем:

термодинамическое состояние многокомпонентных систем описывают, применяя уравнения состояния, которые имеют дополнительные параметры концентрации компонентов.

Для изобарных процессов переноса теплоты общей закономерностью является равенство переданной теплоты и изменения полных энтальпий внутренней системы.

Поэтому для процесса нагрева 1 кг ненасыщенного раствора с концентрацией ξ_A от температуры t_A до температуры t_F

$$q_{AF} = i_F - i_A. \qquad (1.1)$$

Дальнейший нагрев раствора также происходит при переменной температуре, но характер изменения температур другой, так как происходит процесс парообразования. Различие составов паровой и жидкой фазы при сохранении общей концентрации ξ_A системы приводит к тому, что с увеличением паросодержания уменьшается концентрация в жидкости легкокипящего компонента. Например, для точки М концентрация раствора составит ξ_{Fl} и количество теплоты, подведенной извне,

$$q_{MF} = i_M - i_F. \qquad (1.2)$$

В состоянии E для системы, представленной на рис. 1.1,а, весь раствор превратится в пар. Дальнейший нагрев этой системы приведет к образованию перегретого пара (точка G):

$$q_{EG} = i_G - i_E. \qquad (1.3)$$

Для системы, представленной на рис. 1.1,б, процесс происходит до определенной максимальной температуры кипения t_{max}. Этой температуре соответствует максимальная концентрация раствора.

Процессы охлаждения и конденсации происходят в направлении, обратном нагреву и кипению, с последовательностью процессов, представленных на рис. 1.1,а:

G-E - охлаждение пара до состояния насыщения;

E-F - конденсация при переменной температуре;

F-A - охлаждение раствора.

Аналогично на рис. 1.1,б:

E-F - конденсация при переменной температуре;

F-A - охлаждение раствора.

В абсорбционных холодильных машинах процессы кипения осуществляют для разделения раствора на паровую и жидкую фазы (десорбция).

Паровая фаза веществ второй группы содержит чистый компонент. В этом случае простым выпариванием с разделением паровой и жидкостной фаз получают чистый холодильный агент.

Для веществ первой группы (рис.1.1,а) из раствора с концентрацией ξ_{F1} нельзя получить в процессе кипения пар с концентрацией выше ξ_{D1}.

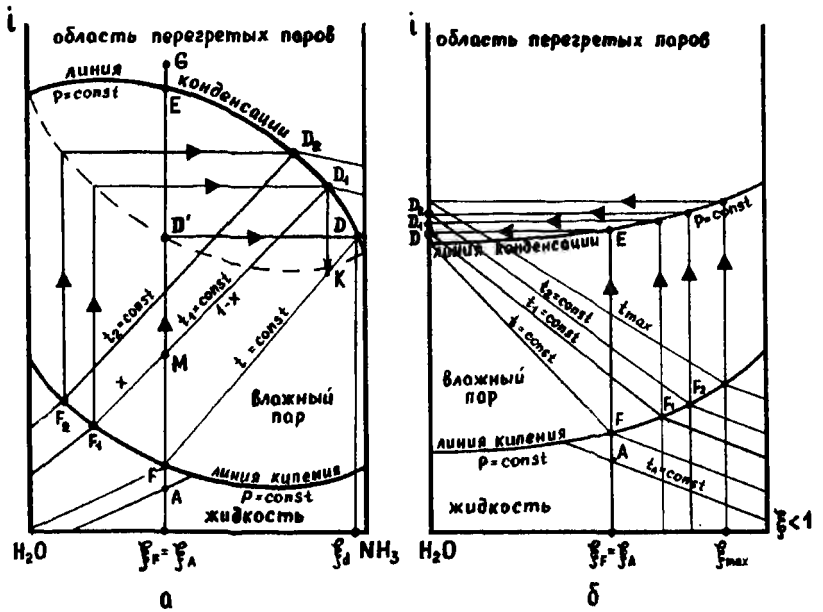


Рис.1.1. Изображение изобарного равновесия в ξ-*i* диаграмме:

а - вещество первой группы;

б - вещество второй группы

Повышения концентрации пара можно достигнуть, если парожидкостную смесь состояния M разделить, отведя пар из обогреваемой части генератора, а затем провести процесс конденсации D_1-K, что обеспечит концентрацию пара $\xi_D > \xi_{D1}$. Повышение концентрации пара достигается в процессе ректификации. Ректификацией называется процесс обогащения паровой фазы одной или несколькими компонентами, основанный на фазовых превращениях гетерогенной системы с различным составом паровой и жидкой фаз.

Обычно ректификацию выполняют жидкостью, подаваемой на испарение в генератор. Паровая фаза после разделения подается в ректификатор, где промывается жидким раствором. В результате происходящего тепло- и массообмена пар охлаждается и обогащается легкокипящим компонентом при сопутствующем нагреве и разбавлении раствора. Процессы изменения состояния пара и жидкости происходят за счёт внутреннего теплообмена без дополнительных затрат на охлаждение и нагрев. Дальнейшее обогащение паровой фазы холодильным агентом (укрепление пара) происходит в дефлегматоре за счет отвода тепла конденсации водой.

В процессе абсорбции происходит поглощение паров холодильного агента жидкими поглотителями (абсорбентами). Считается, что абсорбция включает в себя два процесса - смешение жидкой и паровой фаз и поглощение пара жидкостью.

Для полной абсорбции паровой фазы необходимо, чтобы раствор, поступающий в абсорбер, находился в переохлажденном состоянии и его было значительно больше, чем поглощаемого пара. С этой целью предусмотрен отвод тепла в абсорбере.

Анализ процессов, протекающих в абсорбционной холодильной машине, позволяет сформулировать принцип ее действия.

Эффект охлаждения в абсорбционной холодильной машине достигается вследствие трансформации тепла нагрева путем совмещения прямого цикла преобразования его в работу и обратного цикла - получения холода с затратой работы.

В осуществлении цикла машины участвуют три источника тепла: нагреватель, окружающая среда и охлаждаемый объект.

На рис.1.2 представлена схема абсорбционной холодильной машины, которая может работать на бинарных смесях как первого, так и второго типа.

Раствор с большим содержанием легкокипящего компонента, образующийся в абсорбере, поступает в насос при давлении кипения, где его давление повышается до давления конденсации. За счёт работы насоса к раствору подводится тепло $q_н$. Концентрация раствора при этом не изменяется. Из-за несжимаемости жидкости энтальпия раствора до и после насоса остаётся постоянной. В рекуперативном теплообменнике раствор подогревается и с неизменной концентрацией подается в генератор. В генераторе при подводе тепла q_h от греющего источника раствор кипит, его концентрация по легкокипящему компоненту уменьшается.

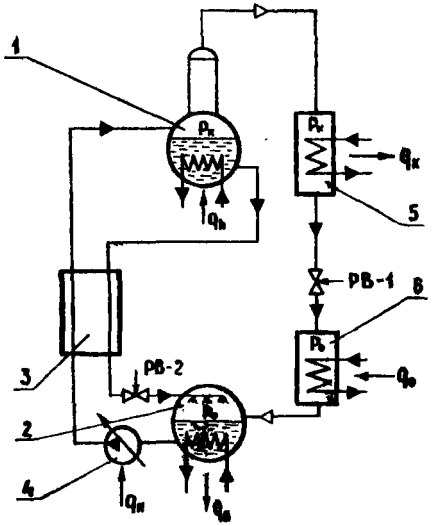


Рис. 1.2. Схема абсорбционной холодильной машины:
1 - генератор; 2 - абсорбер;
3 - теплообменник; 4 - насос;
5 - конденсатор; 6 - испаритель

В абсорбционной машине, работающей на бинарных смесях первого типа, образующийся пар подвергается очистке в процессе ректификации, происходящей в специально предусмотренной для этого части генератора.

Пар из генератора направляется в конденсатор, где сжижается при давлении P_k и отводе тепла конденсации q_k. Затем жидкость дросселируется в регулирующем вентиле РВ-1. При этом давление снижается от P_k до P_0. Процесс дросселирования происходит при постоянной энтальпии и концентрации. Холодильный агент переходит из состояния переохлажденной жидкости в состояние влажного пара и поступает далее в испаритель, где кипит при подводе тепла q_0 от охлаждаемого объекта. Поток пара из испарителя направляется в абсорбер. Туда же поступает раствор из генератора после охлаждения в теплообменнике и дросселирования в регулирующем вентиле РВ-2. В абсорбере происходит поглощение пара раствором при отводе тепла q_a. Концентрация по легкокипящему компоненту повышается, и на этом цикл замыкается.

Таким образом, можно считать, что абсорбер является всасывающей стороной компрессора, а генератор - нагнетательной.

Уравнение теплового баланса одноступенчатой абсорбционной холодильной машины:

$$q_h + q_0 + q_н = q_k + q_a + (q_R), \qquad (1.4)$$

где q_R - тепло, отводимое от пара при очистке его в дефлегматоре при работе абсорбционной холодильной машины на бинарной смеси первого типа.

Эффективность работы абсорбционной холодильной машины оценивается тепловым коэффициентом

$$\xi = q_0/q_h \qquad (1.5)$$

либо эксергетическим КПД.

Области применения абсорбционных холодильных машин определяются их особенностями. Так, бромистолитиевые холодильные машины используются для выработки охлажденной воды, а водоаммиачные - для получения отрицательных температур до -55°С.

Абсорбционные бромистолитиевые холодильные машины (АБХМ) представляют собой блочные комплектные агрегаты высокой заводской готовности. Серийно выпускаются АБХМ 1.0; 3.0; 5.8 МВт. Холодная вода, получаемая на АБХМ, применяется в системах кондиционирования воздуха, для технологических нужд на предприятиях химической, нефтехимической промышленности и др., при этом АБХМ ориентированы на использование в качестве греющих сред с относительно низкими температурными параметрами.

Водоаммиачные абсорбционные холодильные машины (АВХМ) применяются преимущественно в составе технологических линий. Это машины крупной единичной мощности, которые используют в качестве греющей среды вторичные тепловые ресурсы и индивидуально привязаны к конкретным условиям производств. Серийно эти машины не изготовляют, но элементы их стандартизованы.

Абсорбционные водоаммиачные машины (холодопроизводительностью 3...8 МВт при температуре кипения -10°С с воздушным охлаждением конденсаторов; 2.9 МВт при температуре кипения 1°С с воздушным охлаждением конденсаторов; 0.5 и 2.3 МВт при температуре -34°С с водяным охлаждением конденсаторов) комплектуют холодильные станции целого ряда технологических линий по производству аммиака.

ЛЕКЦИЯ ВТОРАЯ

Тема: *"Полная схема абсорбционной водоаммиачной холодильной машины. Теоретический цикл в диаграмме ξ-i. Тепловой расчёт холодильной машины."*

В отличие от принципиальной схемы, полная схема абсорбционной холодильной машины включает в себя вспомогательные элементы, обеспечивающие экономичность, надежность, стабильность работы. Схема приведена на рис. 2.1.

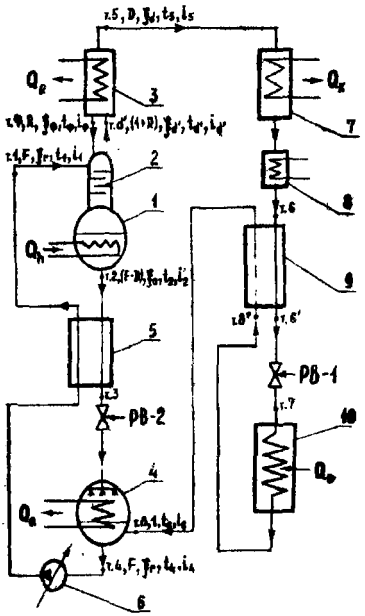


Рис. 2.1. Полная схема абсорбционной водоаммиачной холодильной машины:

1 - куб; 2 - исчерпывающая колонна; 3 - дефлегматор;
4 - абсорбер; 5 - теплообменник растворов;
6 - насос; 7 - конденсатор; 8 - водяной переохладитель;
9 - газовый переохладитель; 10 - испаритель

Как было указано ранее, **водоаммиачная холодильная машина** работает на веществе первого **рода, то есть на растворе, компоненты** которого соиспаримы.

Первичная очистка (ректификация) пара происходит в исчерпывающей колонне, окончательная - в дефлегматоре за счет конденсации водяных паров из состава бинарного пара. Образующаяся при этом вода поглощает парообразный аммиак и стекает в генератор в виде флегмы. Пар, выходящий из дефлегматора, имеет концентрацию близкую, но не равную единице, что характеризует особенности работы конденсатора и испарителя.

В связи с тем, что в составе пара присутствует небольшая примесь воды, процесс конденсации происходит при давлении несколько меньшем, чем для чистого аммиака. Однако, учитывая большое абсолютное значение давления конденсации, при проведении расчётов падением давления пренебрегают.

Наличие примеси воды к холодильному агенту в большей степени оказывает влияние на работу испарителя. Процесс кипения в испарителе происходит при переменной температуре. Для проведения расчета фиксируются низшая и высшая температуры кипения, причем низшая температура характеризует начало процесса кипения, высшая окончание.

Низшая температура кипения определяет давление насыщенного пара аммиака в испарителе. Поскольку в испаритель поступает не чистый хладагент, а его смесь с абсорбентом, расчётное давление кипения уменьшают на величину ΔP_0=(0.01 ÷ 0.005) МПа. Значение конечной температуры кипения в испарителе тем больше отличается от температуры кипения чистого аммиака, чем интенсивнее испаритель и меньше концентрация рабочего тела в нём.

Для упрощения расчетов сопротивлениями в соединительных трубопроводах можно пренебречь и принять равными давления в конденсаторе и генераторе, в абсорбере и испарителе соответственно.

Характер влияния вспомогательных элементов на работу холодильной машины будет установлен при проведении расчета.

Цель расчета: определить тепловые нагрузки на аппараты АВХМ, тепловой коэффициент.

Исходные данные:

Холодопроизводительность	Q_0, кВт
Температура греющего источника	t_h, °С
Температура охлаждающей воды	t_w, °С
Температура охлаждаемого объекта	$t_{охл}$, °С

Расчет

Температура конденсации, °С,

$$t_k = t_w + \Delta t. \qquad (2.1)$$

Давление конденсации P_k определяется по t_k для чистого аммиака.

Низшая температура кипения, °С,

$$t_0 = t_{охл} - \Delta t\,. \qquad (2.2)$$

Давление насыщения паров аммиака P_0' определяется по температуре t_0.

Разность давлений кипения выбирается, исходя из нормированного значения, МПа:

$$\Delta P_0 = (0.01 \div 0.005). \qquad (2.3)$$

Расчётное давление в испарителе, МПа,

$$P_0 = P_0' - \Delta P_0. \qquad (2.4)$$

Изображение процессов в диаграмме ξ-i представлено на рис. 2.2.

В зависимости от назначения холодильной машины и ее конструктивных особенностей, принимается значение ξ_d и отмечается на диаграмме.

Высшая температура раствора, выходящего из генератора, определяется по температуре греющего источника, °С,

$$t_2 = t_h - \Delta t(5 - 15)\ ^\circ C \qquad (2.5)$$

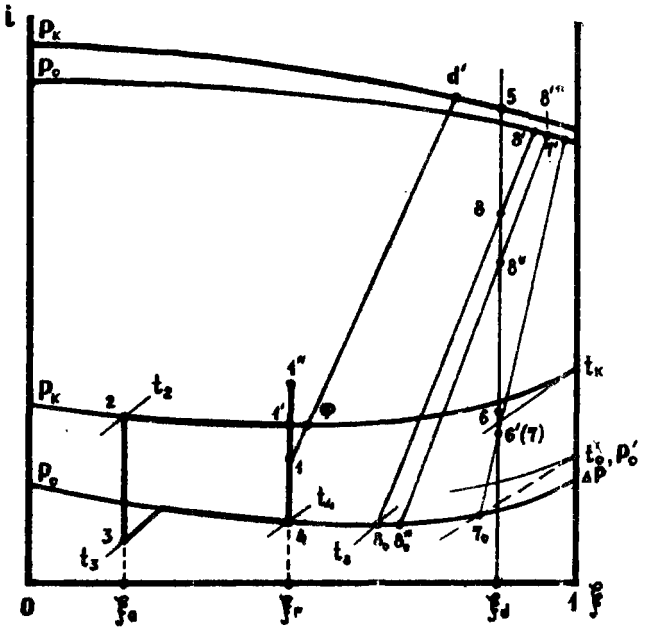


Рис. 2.2. Цикл абсорбционной водоаммиачной холодильной машины

Точка 2 пересечения изотермы t_2 и изобары P_k определяет состояние слабого раствора с концентрацией ξ_a.

Низшая температура раствора, выходящего из абсорбера, определяется по температуре охлаждающей воды, °С:

$$t_4 = t_w - \Delta t(5 - 15)\ ^\circ C. \qquad (2.6)$$

Точка 4 пересечения изотермы t_4 и изобары P_0 определяет состояние крепкого раствора с концентрацией ξ_r.

Состояние раствора, поступающего в генератор (точка 1), зависит от процесса теплообмена между слабым и крепким рас-

твором и определяется из уравнения теплового баланса теплообменника.

Для определения величин потоков крепкого и слабого растворов, проходящих через теплообменник, составим уравнение материального баланса генератора:

$$F = D + (F - D), \tag{2.7}$$

где F - масса крепкого раствора, поступающего в генератор, кг/с;

D - масса пара, выходящего из генератора, кг/с;

$(F\text{-}D)$ - масса слабого раствора, выходящего из генератора, кг/с.

Чтобы перейти к удельным значениям потоков, отнесем их к массе ректифицированного пара

$$F/D = 1 + (F/D - 1) \tag{2.8}$$

и введем обозначение

$$F/D = f \tag{2.9}$$

кратность циркуляции раствора.

Уравнение материального баланса генератора холодильной машины в приведенной форме:

$$f = 1 + (f - 1). \tag{2.10}$$

Уравнение материального баланса генератора по содержанию холодильного агента:

$$f \cdot \xi_r = 1 \cdot \xi_d + (f - 1) \cdot \xi_a, \tag{2.11}$$

откуда получим выражение для кратности циркуляции:

$$f = \frac{\xi_d - \xi_a}{\xi_r - \xi_a}. \tag{2.12}$$

Для составления уравнения теплового баланса теплообменника необходимо определить положение точки 3 (состояние слабого раствора при выходе из теплообменника) по его температуре, °С,

$$t_3 = t_4 + \Delta t (5 - 15)\,^{\circ}\text{C}. \tag{2.13}$$

Уравнение теплового баланса теплообменника без учета потерь тепла в окружающую среду:

$$(f - 1)\cdot(i_2 - i_3) = f\cdot(i_1 - i_4), \qquad (2.14)$$

откуда

$$i_1 = i_4 + \frac{f-1}{f}\cdot(i_2 - i_3). \qquad (2.15)$$

Положение точки 1 на диаграмме определяется пересечением линий i_1 = const и ξ_r = const.

Состояние раствора, поступающего в генератор, в зависимости от режима работы теплообменника и холодильной машины в целом, может быть различным:

переохлажденная жидкость (точка 1 находится под линией кипения);

насыщенная жидкость (точка 1' - на линии кипения);

влажный пар (раствор закипает в теплообменнике, точка 1" - над линией кипения).

Различное положение точки 1 вносит особенность в определение состояния пара d', выходящего из исчерпывающей колонны (рис 2.3).

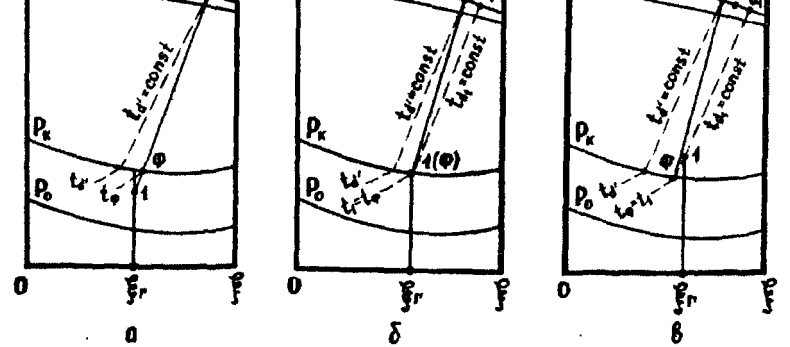


Рис. 2.3. Определение состояния пара в зависимости от состояния крепкого раствора

При поступлении в генератор раствора в состоянии переохлаждения (рис. 2.3,а) положение точки d' определяется методом последовательных приближений. При этом через точку 1 проводят прямую 1-d' с таким расчетом, чтобы она прошла несколько круче изотермы t_d', что необходимо для получения конечных размеров исчерпывающей колонны. Направление прямой 1-d' выбирают с таким расчетом, чтобы $t_{d'} - t_\Phi = 2\text{-}5$ °С.

Физический смысл происходящего процесса заключается в том, что переохлажденный раствор в точке 1, приходя в контакт с парами, достигает в результате абсорбции состояния насыщения Ф, повышая свою концентрацию и температуру. Пар в результате контакта с получающимся раствором уходит в состоянии d', близком к равновесному с этим раствором.

Условие, когда $t_{d'} - t_\Phi = 0$, связано с допущением бесконечно больших размеров устройств для ректификации пара. При конечных размерах исчерпывающей колонны температура пара, выходящего из неё, остаётся несколько выше, чем температура жидкости (рис. 2.3,б).

При закипании раствора в теплообменнике (рис.2.3, в) принимают, что в генератор поступает насыщенная жидкость в состоянии Ф, отделившаяся от влажного пара, поступающего из теплообменника.

Равновесный ей пар определяется состоянием d_1.

При конечных размерах исчерпывающей колонны температура пара, выходящего из нее, будет несколько выше (точка d') температуры поступающей жидкости.

К этому пару подмешивается поток пара, образовавшегося в теплообменнике, в итоге из исчерпывающей колонны выходит пар с температурой t_d''.

Для упрощения расчета иногда принимают состояние крепкого раствора насыщенным вне зависимости от работы теплообменника.

Состояние пара, выходящего из дефлегматора, определяется точкой 5; переохлаждённой жидкости, выходящей из конденсатора, либо водяного переохладителя, точкой 6; жидкости из газового переохладителя - точкой 6'.

При дросселировании жидкости состояния 6' от давления P_k до P_0 она переходит во влажный пар, положение точки 7 в диаграмме ξ-i совпадает с точкой 6'.

Влажный пар в состоянии 7 поступает в испаритель. Он состоит из жидкости 7_o и насыщенного пара состояния 7' с давлением P_0 и температурой t_0. Точка 7' определяется пересечением изотермы t_7 = const с изобарой насыщенного пара P_0.

Кипение жидкости в испарителе при давлении P_0 за счет отвода теплоты от охлаждаемого объекта характеризуется процессом 7_o-8_o^*. При этом

$$t_7 = t_0 - \qquad (2.16)$$

низшая температура кипения,

$$t_{8^*} = t_7 + \Delta t\ (2 - 5\ ^\circ C) - \qquad (2.17)$$

высшая температура кипения.

Так как точки 7' и $8'^*$ на диаграмме расположены очень близко (в испарителе кипит раствор очень высокой концентрации), с достаточной точностью можно характеризовать состояние пара, выходящего из испарителя, точкой 8^*. После газового переохладителя температура пара повышается до t_8, состояние его на диаграмме определяется точкой 8.

Для расчета дефлегматора необходимо определить массу флегмы, стекающей из дефлегматора в генератор. Состояние флегмы выбирают свободно, для удобства расчета рекомендуется принимать состояние флегмы соответствующим точке Ф на диаграмме, что определяет начало процесса кипения раствора в генераторе.

Уравнение материального баланса дефлегматора:

$$1 \cdot \xi_d + R \cdot \xi_\Phi = (1 + R) \cdot \xi_{d'}\ , \qquad (2.18)$$

где R - масса флегмы, кг/кг.

Отсюда

$$R = \frac{\xi_d - \xi_{d'}}{\xi_{d'} - \xi_\Phi}\ . \qquad (2.19)$$

Удельные тепловые нагрузки определяются из уравнений теплового баланса аппаратов, кДж/кг.

Дефлегматор:

$$(1 - R)\cdot i_{d'} = 1\cdot i_5 + R\cdot i_\Phi + q_R, \qquad (2.20)$$

$$q_R = (1 + R)\cdot i_{d'} - i_5 - R\cdot i_\Phi . \qquad (2.21)$$

Генератор:

$$f\cdot i_1 + q_h = 1\cdot i_5 + (f - 1)\cdot i_2 + q_R, \qquad (2.22)$$

$$q_h = i_5 - i_2 + f\cdot(i_2 - i_1) + q_R . \qquad (2.23)$$

Конденсатор:

$$q_k = i_5 - i_6 . \qquad (2.24)$$

Переохладитель:

$$q_U = i_6 - i_{6'}. \qquad (2.25)$$

Испаритель:

$$q_0 = i_8^* - i_7 . \qquad (2.26)$$

Абсорбер:

$$(f - 1)\cdot i_3 + 1\cdot i_8 = f\cdot i_4 + q_a, \qquad (2.27)$$

$$q_a = i_8 - i_3 + f\cdot(i_3 - i_4), \qquad (2.28)$$

где i_8 - энтальпия пара аммиака при наличии в схеме газового переохладителя.

Уравнение теплового баланса холодильной машины:

$$q_h + q_0 = q_a + q_k . \qquad (2.29)$$

Масса пара аммиака, поступающего в конденсатор, кг/с,

$$D = Q_0/q_0 . \qquad (2.30)$$

Полные тепловые нагрузки (тепловая производительность) аппаратов холодильной машины, кВт,

$$
\begin{aligned}
Q_h &= q_h \cdot D, \\
Q_a &= q_a \cdot D, \\
Q_k &= q_k \cdot D, \\
Q_R &= q_R \cdot D.
\end{aligned}
\tag{2.31}
$$

Тепловой коэффициент холодильной машины:

$$\zeta = Q_0 / Q_k. \tag{2.32}$$

ЛЕКЦИЯ ТРЕТЬЯ

Тема: *"Влияние параметров внешних источников на процессы и эффективность работы абсорбционных водоаммиачных холодильных машин. Сложные схемы абсорбционных водоаммиачных холодильных машин."*

Эффективность работы абсорбционной холодильной машины оценивается тепловым коэффициентом.

Представим выражение для теплового коэффициента с учетом того, что эффект охлаждения достигается вследствие совмещения прямого цикла преобразования тепла генерации в работу и обратного цикла получения холода с затратой работы.

В связи с этим

$$\zeta_d = \frac{Q_0}{Q_h} = \frac{T_h - T_{o.c}}{T_h} \cdot \frac{T_{охл}}{T_{o.c} - T_{охл}} \cdot \eta_d , \qquad (3.1)$$

где $\eta_i = \frac{T_h - T_{o.c}}{T_h}$ - термический КПД идеального прямого цикла Карно;

$\varepsilon = \frac{T_{охл}}{T_{o.c} - T_{охл}}$ - холодильный коэффициент идеального обратного цикла Карно;

η_d - коэффициент, учитывающий потери, связанные с действительным процессами, и определяющий степень термодинамического совершенства системы.

Для оценки влияния параметров внешних источников на тепловой коэффициент проведем анализ выражения (3.1) по изменению каждого из них.

1. Температура греющей среды (T_h):

$$\frac{\partial(\xi_d)}{\partial(T_h)} = \frac{T_{охл}}{T_{o.c} - T_{охл}} \cdot \eta_d \cdot \frac{T_{o.c}}{T_h^2} > 0 . \qquad (3.2)$$

Это значит, что с увеличением температуры греющего источника тепловой коэффициент холодильной машины растет.

2. Температура охлаждающей среды ($T_{о.с}$):

Как видно из выражения (3.1), с повышением температуры $T_{о.с}$ тепловой коэффициент уменьшается.

3. Температура охлаждаемого объекта ($T_{охл}$):

С увеличением $T_{охл}$ тепловой коэффициент растет.

Проведение подобного несложного анализа позволяет на первом этапе проектирования решить две задачи:

определить целесообразность применения АВХМ при имеющихся внешних источниках;

определить возможность эффективного использования АВХМ в межсезонные периоды.

С этой целью так же, как в компрессорных машинах, выбран фактор оптимизации, проведены расчеты и установлены границы эффективной работы одноступенчатой абсорбционной холодильной машины.

В качестве фактора оптимизации установлена разность

$$(\xi_r - \xi_a) - \qquad (3.3)$$

интервал дегазации.

Характер влияния внешних параметров на величину интервала дегазации можно продемонстрировать построением циклов АВХМ, как это показано на рис. 3.1.

При определенном сочетании параметров внешних источников интервал дегазации может оказаться слишком узким, равным нулю, или даже отрицательным. В первом случае осуществление цикла абсорбционной холодильной машины нерационально, а в остальных - вообще невозможно.

Минимальное значение зоны дегазации для одноступенчатой холодильной машины $(\xi_r - \xi_a) = 0.04$.

С целью увеличения зоны дегазации используются сложные схемы.

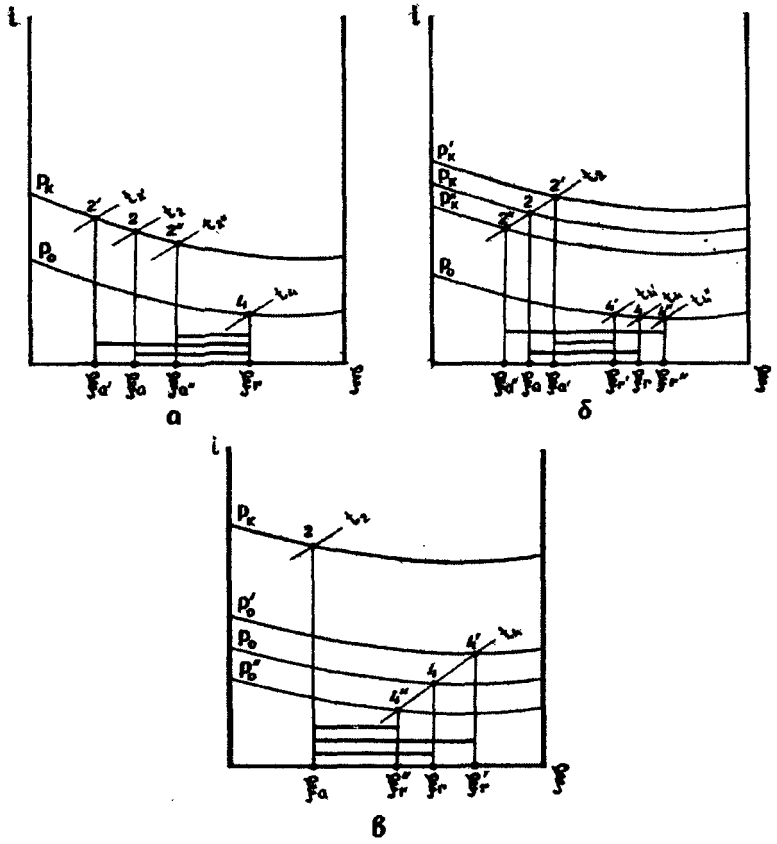


Рис. 3.1. Влияние внешних параметров на величину интервала дегазации:

а - температуры греющего источника;

б - температуры охлаждающей среды;

в - температуры охлаждаемого объекта

Двухступенчатая абсорбционная водоаммиачная холодильная машина

Принцип действия двухступенчатой абсорбционной холодильной машины отражен на схеме (рис. 3.2).

Особенностью работы схемы является то, что в абсорбер ступени высокого давления поступает пар из генератора низкой ступени при соответствующем промежуточном давлении, что расширяет интервал дегазации.

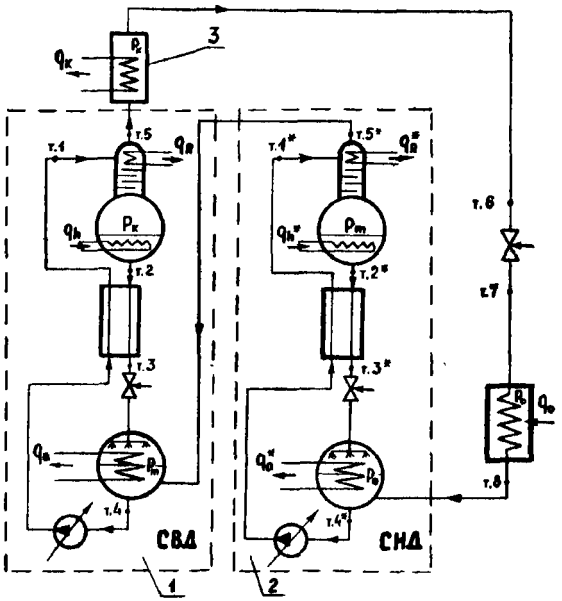


Рис. 3.2. Схема двухступенчатой абсорбционной холодильной машины:
1 - ступень высокого давления (СВД); 2 - ступень низкого давления (СНД); 3 - конденсатор; 4 - испаритель

Предполагается, что подача греющего пара в генераторы ступени низкого давления (СНД) и ступени высокого давления (СВД) параллельная; подача охлаждающей воды в конденсатор и абсорберы СНД и СВД тоже параллельная.

Эти условия определяют равенство температур слабого раствора, выходящего из генераторов СНД и СВД, равенство температур крепкого раствора, выходящего из абсорберов СНД и СВД,

равенство концентраций бинарного пара, выходящего из дефлегматоров СНД и СВД.

Особенностью расчета данной схемы является выбор величины промежуточного давления как функции $P_m = f(q_h + q_{h*})$ - суммы тепловых нагрузок генераторов СНД и СВД.

Величина P_m может быть определена графоаналитическим путем.

При этом для нескольких значений, например трёх, промежуточного давления в интервале $P_0 < P_m < P_k$ ведется расчет цикла с определением суммы тепловых потоков генераторов СНД и СВД, строится график зависимости $P_m = f(q_h + q_{h*})$ и определяется значение P_m, при котором эта сумма будет иметь минимальное значение.

Цикл двухступенчатой АВХМ представлен на рис. 3.3.

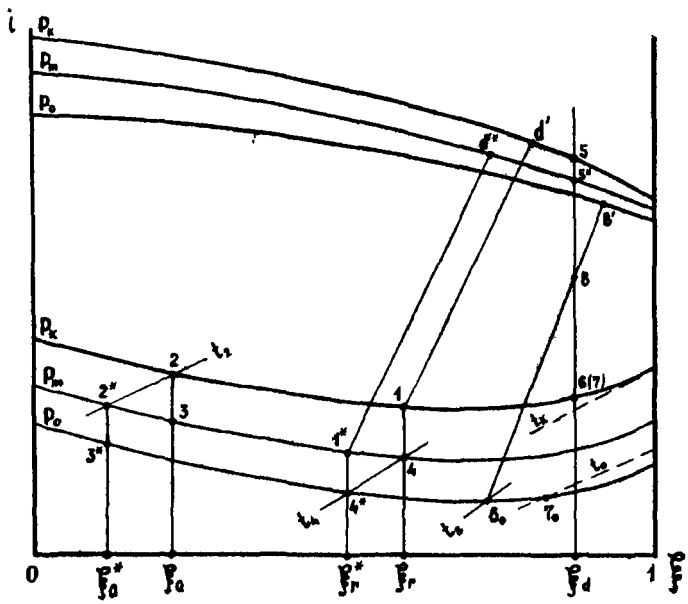


Рис. 3.3. Цикл двухступенчатой абсорбционной холодильной машины

Методика определения P_m в соответствии с циклом представляется следующим образом:

СВД:

$$f = \frac{\xi_d - \xi_a}{\xi_r - \xi_a}, \qquad R = \frac{\xi_d - \xi_{d'}}{\xi_{d'} - \xi_r}. \tag{3.4}$$

СНД:

$$f^* = \frac{\xi_d - \xi_{a^*}}{\xi_{r^*} - \xi_{a^*}}, \qquad R^* = \frac{\xi_d - \xi_{d^*}}{\xi_{d'^*} - \xi_{r^*}}. \tag{3.5}$$

Удельные тепловые нагрузки дефлегматоров СНД и СВД, кДж/кг,

$$q_R = i_{d'} - i_5 - R\cdot(i_{d'} - i_1), \tag{3.6}$$

$$q_R^* = i_{d'^*} - i_{5^*} - R^*\cdot(i_{d'^*} - i_1^*). \tag{3.7}$$

Удельные тепловые нагрузки генераторов СНД и СВД, кДж/кг,

$$q_h = i_5 - i_2 + f\cdot(i_2 - i_1) + q_R, \tag{3.8}$$

$$q_{h^*} = i_{5^*} - i_{2^*} + f^*\cdot(i_{2^*} - i_1*) + q_R^*. \tag{3.9}$$

Для каждого из 3-х значений P_m находится сумма

$$\sum_{i=1}^{3}(q_h + q_{h^*})_i. \tag{3.10}$$

Результаты расчёта наносятся на график, откуда определяется P_m.

После определения P_m строится действительный цикл двухступенчатой холодильной машины и ведется расчет каждой ступени как одноступенчатой АВХМ в заданных интервалах давлений.

Уравнение теплового баланса холодильной машины:

$$q_0 + q_h + q_{h*} = q_k + q_a + q_{a*} + q_R + q_{R*}. \qquad (3.11)$$

Тепловой коэффициент цикла:

$$\zeta = \frac{q_0}{q_h + q_{h*}}. \qquad (3.12)$$

Абсорбционная водоаммиачная холодильная машина с материальной регенерацией

Принцип действия АВХМ с материальной регенерацией представлен на рис. 3.4.

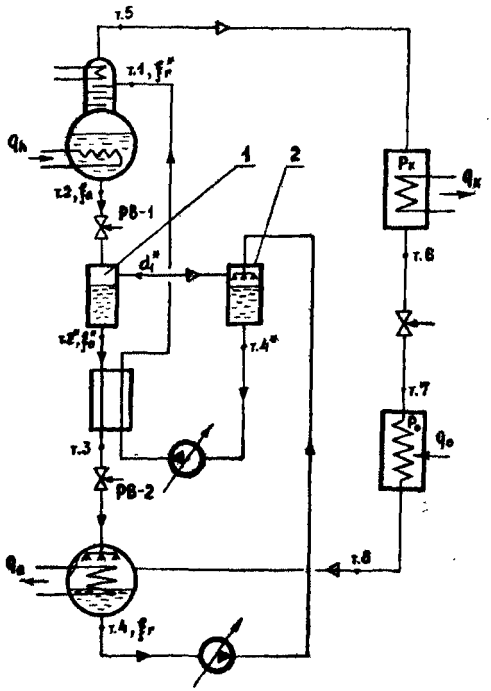


Рис. 3.4. Схема абсорбционной холодильной машины с одной ступенью материальной регенерации:
1 - деконцентратор; 2 - концентратор

В цикле холодильной машины с материальной регенерацией происходит ступенчатое снижение давления слабого раствора с дальнейшим понижением его концентрации от ξ_a до ξ_{a^*} и повышение давления крепкого раствора с увеличением его концентрации от ξ_r до ξ_{r^*}. Для этих целей в схеме предусмотрены деконцентратор и концентратор.

Пары аммиака, выделяющиеся из слабого раствора после дросселирования в РВ-1, отводятся от потока в деконцентраторе при давлении P_m и используются для донасыщения крепкого раствора в концентраторе.

В результате дополнительной деконцентрации слабого раствора и соответствующего донасыщения крепкого раствора интервал дегазации в цикле увеличивается.

Совокупность деконцентратора с концентратором образует ступень материальной регенерации. Число ступеней материальной регенерации может колебаться в широких пределах.

Особенностью расчета является определение промежуточных давлений в ступенях материальной регенерации.

Промежуточное давление определяется из условия равенства масс пара, выделившегося из слабого раствора в деконцентраторе и поглощенного в концентраторе.

Цикл холодильной машины с одной ступенью материальной регенерации представлен на рис. 3.5.

Методика определения промежуточного давления представляется следующим образом:

задается ряд значений P_m и ведется расчет ступеней материальной регенерации:

для интервала дегазации высокого давления:

$$f = \frac{\xi_d - \xi_a}{\xi_{r^*} - \xi_a}; \qquad (3.13)$$

для интервала дегазации низкого давления:

$$f^* = \frac{\xi_d - \xi_{a^*}}{\xi_{r^*} - \xi_{a^*}}. \qquad (3.14)$$

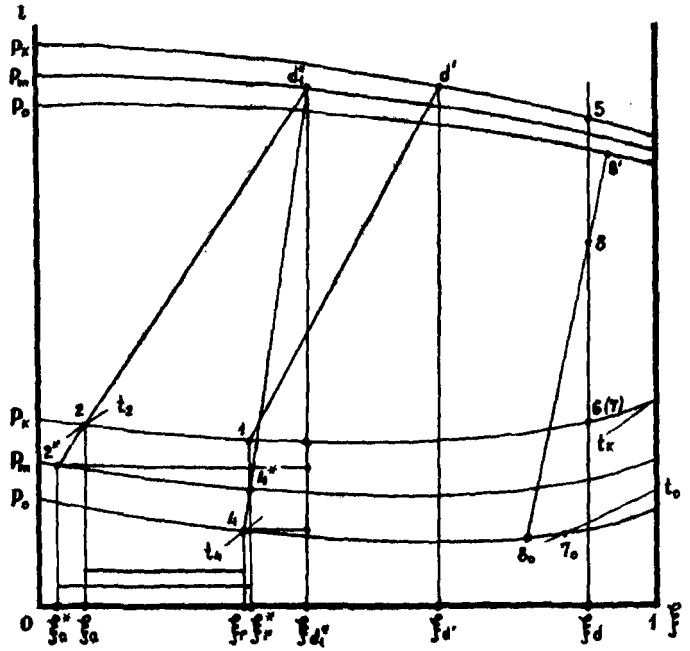


Рис.3.5. Цикл абсорбционной холодильной машины с одной ступенью материальной регенерации

Масса пара, выделившегося в деконцентраторе из 1 кг слабого раствора при первом дросселировании (снижении концентрации от ξ_a до ξ_{a^*}), определяется по диаграмме ξ-i:

$$\frac{\overline{2\text{-}2^*}}{1} = \frac{\xi_a - \xi_{a^*}}{\xi_{d'^*} - \xi_{a^*}}. \qquad (3.15)$$

Масса пара, выделившегося в деконцентраторе из потока слабого раствора при первом дросселировании:

$$\alpha_1 = (f - 1) \cdot \frac{\xi_a - \xi_{a^*}}{\xi_{d'^*} - \xi_{a^*}}. \qquad (3.16)$$

Масса пара, поглощенного в концентраторе крепким раствором при повышении концентрации от ξ_r до ξ_{r^*} аналогично (3.16):

$$\alpha_2 = f \cdot \frac{\xi_{r^*} - \xi_r}{\xi_{d'^*} - \xi_r}. \qquad (3.17)$$

Расчёт ведётся до выполнения равенства α_1 и α_2. Далее строится действительный цикл и ведется расчет с целью определения всех его характеристик.

Уравнение теплового баланса:

$$q_0 + q_h = q_k + q_a + q_R. \qquad (3.18)$$

Тепловой коэффициент:

$$\zeta = \frac{q_0}{q_h}. \qquad (3.19)$$

ЛЕКЦИЯ ЧЕТВЕРТАЯ

Тема: *"Сложные схемы абсорбционных водоаммиачных холодильных машин" (продолжение).*

Абсорбционная водоаммиачная холодильная машина с двухступенчатой абсорбцией

Сложные схемы абсорбционных холодильных машин позволяют, кроме расширения зоны дегазации, вырабатывать холод разных температур, например двух, низкой - t_{02} и более высокой - t_{01}.

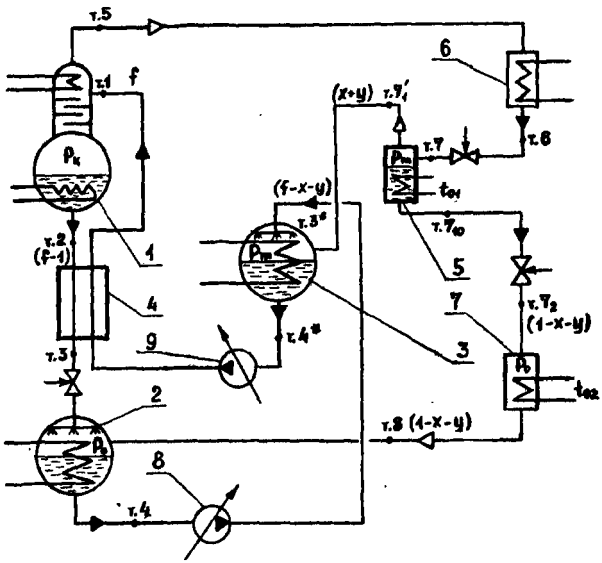


Рис.4.1. Схема абсорбционной холодильной машины с двухступенчатой абсорбцией:
1 - генератор; 2 - абсорбер ступени низкого давления;
3 - абсорбер ступени высокого давления; 4 - теплообменник растворов; 5 - испаритель высокого давления; 6 - конденсатор; 7 - испаритель низкого давления; 8 - насос ступени низкого давления; 9 - насос ступени высокого давления

Для этой цели, кроме двухступенчатой холодильной машины, состоящей из двух одноступенчатых, может быть использована не менее эффективная, но более простая схема с двухступенчатой абсорбцией (рис.4.1).

В состав холодильной машины входят два испарителя и два абсорбера, причем один из испарителей работает при давлении испарения P_{01}, другой - при давлении испарения P_{02}.

На рис.4.1 представлена одна из схем холодильных машин с двухступенчатой абсорбцией - схема с последовательным включением абсорберов.

Основным преимуществом последовательного соединения абсорберов является то, что насыщенный при меньшем давлении раствор может при повышении давления дополнительно поглотить значительное количество паров и тем самым повысить свою концентрацию.

Жидкий холодильный агент из конденсатора распределяется между двумя испарителями, один из которых работает на низкую температуру t_{02}, другой - на более высокую t_{01}.

Цикл холодильной машины представлен на рис. 4.2.

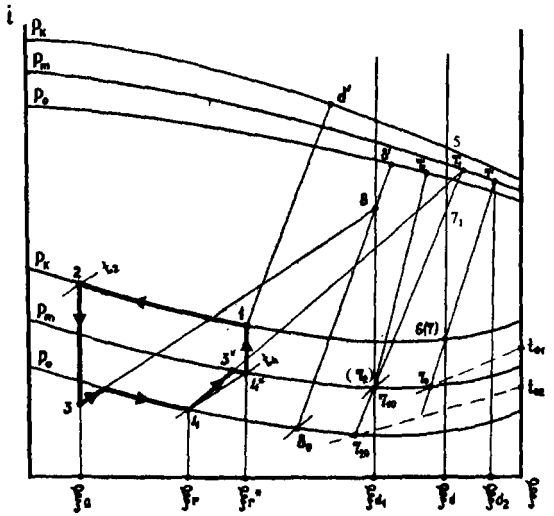


Рис.4.2. Цикл холодильной машины с двухступенчатой абсорбцией

Исходными данными для расчета являются тепловые нагрузки на испарители высокой и низкой ступеней, температуры греющего источника, охлаждающей среды, охлаждаемых объектов.

Цель расчета - определение тепловых нагрузок аппаратов, теплового коэффициента цикла.

Условия расчета: в абсорберы низкой и высокой ступеней охлаждающая вода поступает параллельно.

Порядок определения параметров цикла остается прежним:

Температура слабого раствора, выходящего из генератора, °С,

$$t_2 = t_h - \Delta t . \qquad (4.1)$$

Температура крепкого раствора, выходящего из абсорбера низкой ступени, °С,

$$t_4 = t_w + \Delta t , \qquad (4.2)$$

$$t_{4^*} = t_4 . \qquad (4.3)$$

Раствор в состоянии 4, подаваемый насосом, смешивается с паром $7_1'$ в абсорбере высокой ступени. При этом в верхнем сечении абсорбера устанавливается состояние 3*.

Процесс 3* - 4* - абсорбция в ступени высокого давления при охлаждении абсорбера водой.

Интервал дегазации увеличивается за счёт повышения концентрации крепкого раствора.

В состоянии 5 пар поступает в конденсатор, на выходе из которого в состоянии 6 жидкость подвергается первому дросселированию до давления P_m. Точки 6 и 7 совпадают, но состав влажного пара 7 при давлении P_m определяется смесью жидкости 7_0 и пара 7'.

Низшая температура кипения в испарителе высокого давления, °С,

$$t_7 = t_{01} . \qquad (4.4)$$

Высшая температура кипения в испарителе высокого давления, °С,

$$t_{71} = t_7 + \Delta t . \qquad (4.5)$$

Удельная массовая холодопроизводительность испарителя высокого давления, кДж/кг,

$$q_{01} = i_{71} - i_7. \qquad (4.6)$$

Пар из испарителя высокого давления вместе с паром, образовавшимся при первом дросселировании (точка $7_1'$), отбирается в абсорбер высокого давления.

Жидкость из испарителя высокого давления (точка 7_{10}) после второго дросселирования поступает в испаритель низкого давления.

Ее характеризует концентрация $\xi_{d1} < \xi_d$, которая устанавливается в результате отбора пара из испарителя высокого давления.

Низшая температура кипения в испарителе высокого давления, °С,

$$t_{72} = t_{02}. \qquad (4.7)$$

Высшая температура кипения в испарителе высокого давления, °С,

$$t_8 = t_{72} + \Delta t. \qquad (4.8)$$

Обозначим через x удельную массу пара, образовавшегося при первом дросселировании, и определим ее величину по диаграмме ξ-i:

$$x = \frac{i_7 - i_{7o}}{i_{7'} - i_{7o}}. \qquad (4.9)$$

Обозначим через y удельную массу пара, образовавшегося в испарителе высокого давления, и определим ее величину:

$$y = \frac{D_1}{D_2}, \qquad (4.10)$$

где $D_1 = Q_{01}/q_{01}$ - масса пара, образовавшегося в испарителе высокого давления, кг/с;

D_2 - масса пара, образовавшегося в испарителе низкого давления, кг/с.

Определение величины y можно провести методом последовательных приближений.

Последовательность действий при этом представляется следующим образом:

задаются величиной D_2;

находят значение y;

находят удельную массу жидкости, поступающей в испаритель низкого давления - $(1 - x - y)$;

определяют удельную массовую холодопроизводительность испарителя низкого давления:

$$q_{02} = (1 - x - y)\cdot(i_8 - i_{72}); \qquad (4.11)$$

определяют массу пара, образовавшегося в испарителе низкого давления,

$$D_2 = Q_{02}/q_{02}; \qquad (4.12)$$

сравнивают полученное значение с принятым в начале расчета.

Расчет повторяется до совпадения этих значений.

Удельные массовые расходы рабочего тела, проходящего через аппараты холодильной машины, определены из уравнений материального баланса и указаны на рис. 4.1.

Расчет элементов абсорбционной машины ведется по использованной ранее методике.

Абсорбционно-резорбционная водоаммиачная холодильная машина

В одноступенчатой абсорбционно-резорбционной машине в отличие от обычной абсорбционной машины вместо конденсатора установлен абсорбер, а вместо испарителя - кипятильник, в котором кипение происходит при низком давлении.

Еще в 1913 г. Озенбрюк для снижения давления в системе аммиачной компрессорной машины предложил заменить конденсацию и испарение чистого аммиака процессом поглощения и вы-

паривания бинарной с еси, циркулирующей между двумя аппаратами: резорбером и дегазатором. Кругооборот раствора создается насосом, нагнетающим слабый раствор после дегазатора в резорбер. Крепкий раствор из резорбера в дегазатор возвращается через дроссельный вентиль. Между резорбером и дегазатором установлен рекуперативный теплообменник. Описанная система была названа резорбционной ступенью.

В сочетании с компрессором любого типа резорбционная ступень образует компрессорно-резорбционную машину (рис.4.3).

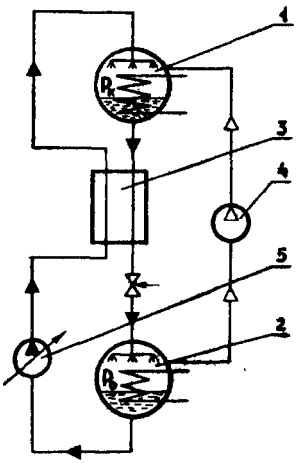


Рис.4.3. Схема компрессорно-резорбционной холодильной машины:
1 - резорбер; 2 - дегазатор; 3 - теплообменник; 4 - компрессор; 5 - насос

В резорбере слабый раствор, охлаждаемый водой, поглощает пары аммиака, нагнетаемые в него компрессором, при повышенном давлении.

В дегазаторе выпаривается крепкий раствор при низком давлении за счет тепла холодного источника. Пар, образовавшийся в дегазаторе, всасывается компрессором и сжимается до давления резорбера.

Предложенное Альтенкирхом сочетание резорбционной ступени с системой *абсорбер-генератор* названо абсорбционно-резорбционной холодильной машиной (рис.4.4).

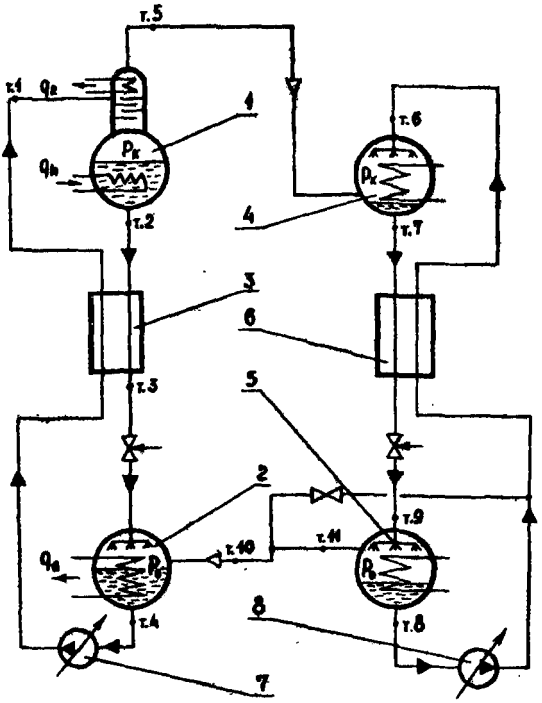


Рис. 4.4. Схема абсорбционно-резорбционной холодильной машины:

1 - генератор; 2 - абсорбер; 3 - теплообменник;
4 - резорбер; 5 - дегазатор; 6 - теплообменник;
7,8 - насосы

Генератор снабжает резорбер ректифицированным паром, а пар из дегазатора отсасывается абсорбером.

Принципиальное отличие резорбционной машины от обычной абсорбционной состоит в том, что как производство холода в дегазаторе, так и отдача тепла охлаждающей воде в дезорбере происходит при изменяющихся температурах. Эта особенность влияет на термодинамическое совершенство машины и определяет области ее рационального применения.

Следует также иметь в виду, что концентрация пара, поступающего из дегазатора в абсорбер, должна быть равна концентрации пара, поступающего из кипятильника в резорбер.

Нормальному процессу машины соответствует равенство масс аммиака, поглощаемого в абсорбере и выпариваемого в кипятильнике. Концентрация выделяющегося в дегазаторе пара всегда выше концентрации пара после кипятильника (рис.4.5).

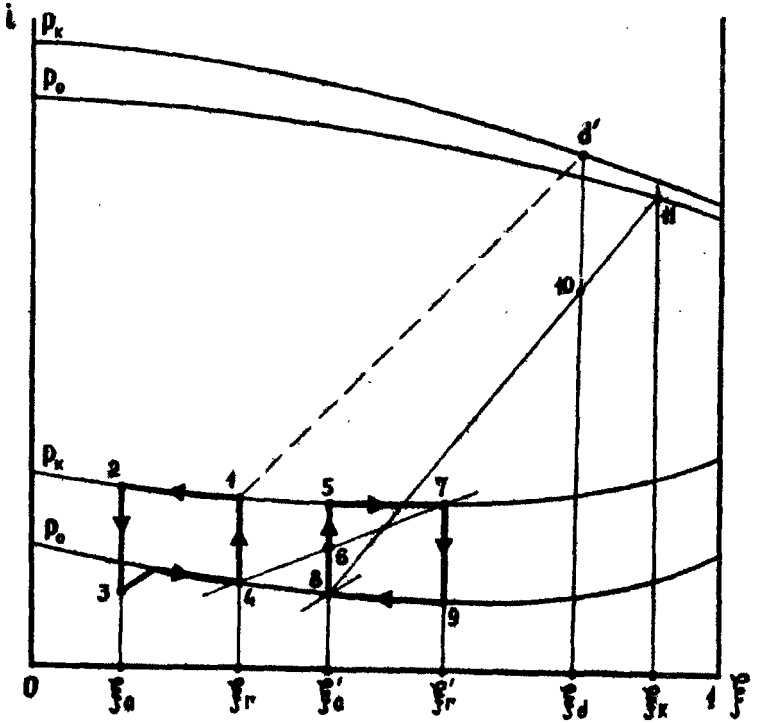


Рис. 4.5. Цикл абсорбционно-резорбционной холодильной машины

Исходными данными для расчета цикла являются:

Температура греющего источника t_h, °С

Температура охлаждающей воды t_w, °С

Температура промежуточного хладоносителя $t_{охл}$, °С

Параметры для построения цикла:

Температура слабого раствора, выходящего из генератора, °С,

$$t_2 = t_h - \Delta t . \qquad (4.13)$$

Температура крепкого раствора, выходящего из абсорбера, °С,

$$t_4 = t_w + \Delta t . \qquad (4.14)$$

Температура слабого раствора, выходящего из теплообменника, °С,

$$t_3 = t_4 + \Delta t . \qquad (4.15)$$

Температура крепкого раствора, выходящего из резорбера, °С,

$$t_7 = t_w + \Delta t. \qquad (4.16)$$

Состояния раствора (точка 1 и точка 6) находятся из уравнений теплового баланса теплообменников 3 и 6.

Температура слабого раствора, выходящего из дегазатора, °С,

$$t_8 = t_{охл} + \Delta t. \qquad (4.17)$$

Температура крепкого раствора, выходящего из теплообменника, °С,

$$t_9 = t_8 - \Delta t. \qquad (4.18)$$

Для выравнивания концентраций пара ξ_d и ξ_k искусственно снижают концентрацию ξ_k, добавляя к пару часть жидкости, т.е. подавая в абсорбер не сухой пар состояния 11, а влажный - состояния 10.

Особенностью расчета абсорбционно-резорбционной холодильной машины является определение количества раствора, необходимого для добавления к пару.

Уравнение материального баланса процесса смешения:

$$\delta \cdot \xi_{a'} + (1 - \delta) \cdot \xi_k = 1 \cdot \xi_d, \tag{4.19}$$

где δ - масса раствора, добавляемого к пару.

Отсюда

$$\delta = \frac{\xi_k - \xi_d}{\xi_k - \xi_{a'}}. \tag{4.20}$$

В итоге из дегазатора будет уходить парожидкостная смесь с энтальпией

$$i_{10} = \delta \cdot i_8 + (1 - \delta) \cdot i_{11}. \tag{4.21}$$

В остальном расчет абсорбционно-резорбционной машины не отличается от расчета обычной абсорбционной машины.

По аналогии с абсорбционной холодильной машиной определяется

$$f' = \frac{\xi_d - \xi_{a'}}{\xi_{r'} - \xi_{a'}}. \tag{4.22}$$

Уравнение теплового баланса резорбера:

$$(f' - 1) \cdot i_6 + 1 \cdot i_5 = f' \cdot i_7 + q_r. \tag{4.23}$$

Отсюда удельная тепловая нагрузка резорбера, кДж/кг,

$$q_r = i_5 - i_6 + f'(i_6 - i_7). \tag{4.24}$$

Уравнение теплового баланса дегазатора:

$$f' \cdot i_9 + q_0 = (f' - 1) \cdot i_8 + 1 \cdot i_{10}. \tag{4.25}$$

Отсюда удельная тепловая нагрузка дегазатора или удельная массовая холодопроизводительность машины, кДж/кг,

$$q_0 = i_{10} - i_8 + f(i_9 - i_8). \tag{4.26}$$

К достоинствам этой машины относится возможность большего подогрева воды в резорбере по сравнению с конденсатором.

Принцип действия двухступенчатой абсорбционно-резорбционной машины показан на рис. 4.6.

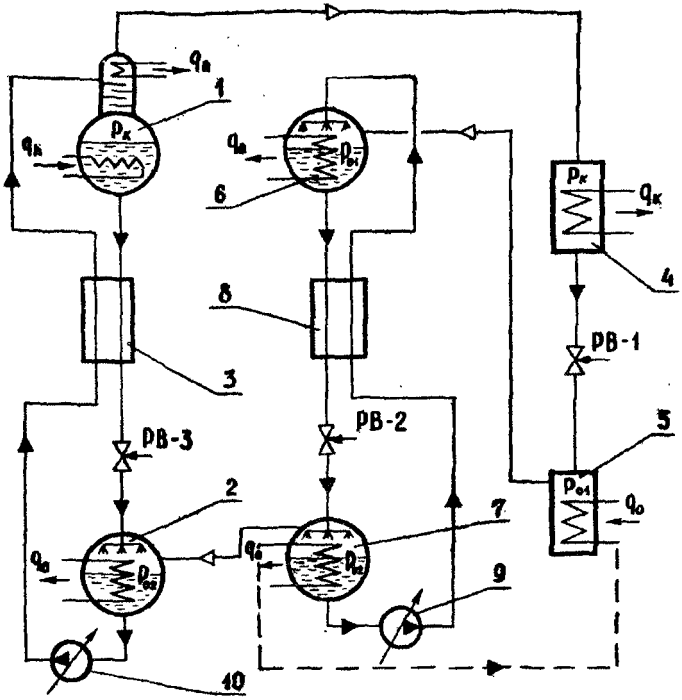


Рис 4.6. Схема двухступенчатой абсорбционно-резорбционной холодильной машины:
1 - генератор; 2 - абсорбер;
3 - теплообменник ТХ;
4 - конденсатор; 5 - испаритель; 6 - резорбер;
7 - дегазатор; 8 - теплообменник РС;
9,10 - насосы

Пар из генератора при высоком давлении $P_к$ поступает в конденсатор. Сконденсированная жидкость через первый регулирующий вентиль направляется в испаритель. Пар давления P_{01} поглощается слабым раствором в резорбере.

В дегазатор через второй регулирующий вентиль поступает крепкий раствор с давлением P_{02}. Образующийся в дегазаторе пар подается в абсорбер.

В рассматриваемой схеме тепло подводится только для обогрева генератора при получении двукратной холодопроизводительности: вначале в испарителе, затем в дегазаторе.

Тепловой коэффициент цикла:

$$\zeta = \frac{q_0 + q_{0'}}{q_h}. \qquad (4.27)$$

Расчет двухступенчатой абсорбционно-резорбционной машины представляет сочетание известных методов расчетов абсорбционной и резорбционной холодильных машин.

При этом необходимо учитывать, что пары, идущие из генератора, имеют концентрацию $\xi_d = 1$. Пары, образовавшиеся в дегазаторе, также имеют концентрацию, близкую к единице. При расчете можно принимать их равными, что упрощает его.

Двухступенчатая абсорбционно-резорбционная холодильная машина может быть использована для охлаждения воды, последовательно проходящей через дегазатор и испаритель, до температуры примерно на 5° выше температуры кипения в испарителе.

В заключение необходимо отметить, что использование сложных схем позволяет увеличить эффективность циклов. Однако это связано с введением в схему элементов, усложняющих конструкцию и условия эксплуатации в сравнении с одноступенчатой АВХМ. Поэтому выбор схемы, числа ступеней требуют серьезного обоснования.

Стоимость многоступенчатых абсорбционных холодильных машин велика, поэтому их применение может быть экономически выгодным при длительной работе в течение года и высокой стоимости пара и охлаждающей воды.

ЛЕКЦИЯ ПЯТАЯ

Тема: *"Теоретические основы расчета и конструирования аппаратов абсорбционных водоаммиачных холодильных машин. Примеры аппаратов и схем промышленных абсорбционных водоаммиачных холодильных машин."*

Теплообменные аппараты, входящие в состав абсорбционной холодильной машины, делятся на рекуперативные и контактные.

В рекуперативных аппаратах горячая и холодная среды одновременно омывают с разных сторон поверхность теплообмена, например стенку трубы, через которую происходит передача тепла. К таким аппаратам относятся: генератор, абсорбер, теплообменник растворов, парожидкостный теплообменник, дефлегматор, конденсатор, испаритель.

В контактных аппаратах теплопередача от горячей среды к холодной осуществляется путем их непосредственного соприкосновения. Контактные аппараты называются также бесповерхностными.

Контактный теплообмен сопровождается массообменом. Примером такого аппарата в составе абсорбционной холодильной машины служит исчерпывающая колонна.

В генераторе и абсорбере наряду с рекуперативным теплообменом происходят процессы разделения и насыщения раствора, сопровождаемые массообменом. Поэтому эти аппараты являются рекуперативно-контактными.

Принцип действия аппаратов положен в основу их проектирования.

Генераторы

Генератор абсорбционной водоаммиачной холодильной машины состоит из двух основных частей: выпарного элемента, предназначенного для получения из раствора пара с возможно наибольшей концентрацией холодильного агента, и укрепляющей колонны,

в которой из паровой смеси (бинарного пара) удаляются пары абсорбента с целью получения почти чистого рабочего агента.

В зависимости от способа организации рабочего процесса различаются выпарные элементы несовмещенного, совмещенного и полусовмещенного типа.

В аппарате несовмещенного типа пар, образующийся в обогреваемой части (кубе), имея низкую концентрацию, поступает в исчерпывающую колонну, в которой организуется тепло- и массообмен между паром и подаваемым на выпаривание крепким раствором. Таким образом, процессы выпаривания и ректификации разделены.

В выпарном элементе совмещенного типа процессы образования пара и его ректификации происходят в одном объеме, совместно.

В выпарном элементе полусовмещенного типа процесс ректификации частично совмещен с выпариванием, окончательное укрепление осуществляется в колонне.

Перечисленные выпарные элементы отличаются друг от друга конструктивными особенностями, условиями теплопередачи, требованиями к греющему источнику.

Выпарной элемент несовмещенного типа изображен на рис. 5.1,а. Сверху в колонну элемента поступает крепкий раствор и флегма из дефлегматора. Кипящий в кубе раствор имеет низкую концентрацию (с достаточной точностью можно принять ее равной ξ_a) и высокую температуру t_2.

Куб может обогреваться только таким теплоносителем, температура которого выше температуры выпаривания. Это, как правило, пар, вырабатываемый котельной. Возможен также обогрев генератора дымовыми газами.

Схема выпарного элемента несовмещенного типа воплощена в конструкции горизонтального кожухотрубного генератора с обогревом конденсирующимся паром, дымовыми газами (Приложение, листы 1, 2).

Выпарной элемент совмещенного типа изображён на рис. 5.1,б.

В верхнюю часть аппарата поступает поток раствора и флегмы, который стекает затем по насадке, заполняющей его объём. По мере выпаривания раствора, концентрация его постепенно снижается, достигая в нижней части величины ξ_a, температура растет до t_2. Постепенное изменение состояния раствора обеспечивается размещением нагревателя по всему объему и устранением перемешивания раствора в процессе кипения за счет насадки.

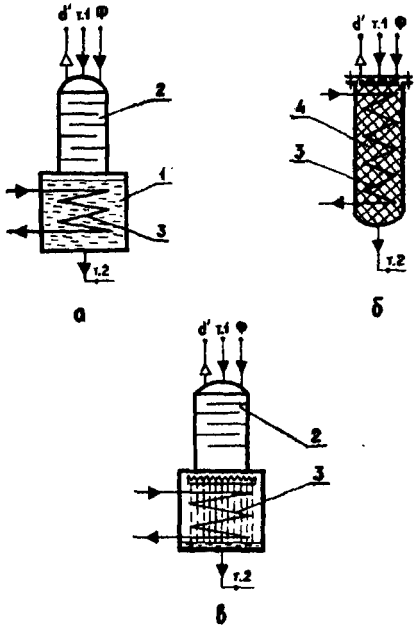


Рис. 5.1. Выпарные элементы различного типа:
а - несовмещенного; б - совмещенного; в - полусовмещенного.
1 - куб; 2 - исчерпывающая колонна;
3 - греющий змеевик; 4 - насадка

В нижней части аппарата пар находится в равновесии с выпариваемым раствором.

При движении вверх пар вступает в контакт со стекающим вниз более холодным и концентрированным раствором.

Происходит процесс тепло- и массообмена, в результате которого пары в каждом сечении по высоте достигают состояния, близкого к равновесному с поступающим на выпаривание раствором. Так как температура раствора изменяется от $t_Ф$ до t_2, для нагрева аппарата могут быть использованы менее ценные источники тепла, чем в аппаратах несовмещенного типа. Это может быть бросовый пар двух давлений либо горячая вода с подачей ее снизу.

Схема выпарного элемента совмещенного типа воплощена в конструкции генератора безнасосного агрегата домашнего абсорбционного холодильника.

Выпарной элемент полусовмещенного типа изображён на рис. 5.1,в.

В аппаратах данного типа в процессе выпаривания происходит частичная ректификация, вследствие чего температура пара при выходе из обогреваемой части аппарата значительно превышает температуру поступающего раствора. Аппарат имеет обогреваемую поверхность, которая орошается выпариваемым раствором.

Образующийся пар распределяется по всему сечению выпарного элемента и лишь частично приходит в контакт со стекающим раствором.

Схема выпарного элемента полусовмещенного типа воплощена в конструкции вертикального пленочного генератора (Приложение, листы 3,4).

Критерием оценки выпарных элементов является степень термодинамического совершенства:

$$\eta_c = \frac{t_2 - t_т}{t_2 - t_1}, \qquad (5.1)$$

где t_2 - температура раствора на выходе из выпарного элемента, °С;

$t_1 = t_Ф$ - температура раствора на входе в выпарной элемент, °С;

$t_т$ - температура раствора в начале выпаривания в обогреваемой части выпарного элемента, °С.

Для выпарного элемента несовмещенного типа $t_т = t_2$ и $\eta_c = 0$;

для выпарного элемента совмещенного типа $t_т = t_Ф = t_1$ и $\eta_c = 1$;

для выпарного элемента полусовмещённого типа $0 < \eta_c < 1$.

для выпарного элемента полусовмещённого типа $0 < \eta_c < 1$.

По результатам исследования процесса сопутствующего массобмена, проведённого автором, для вертикального плёночного генератора $\eta_c = 0.5 \div 0.7$ в зависимости от режима работы.

В состав генератора, кроме выпарного элемента, входит укрепляющая колонна, которая состоит из ректификационной колонны и дефлегматора.

Схемы устройства ректификационных колонн приведены на рис. 5.2.

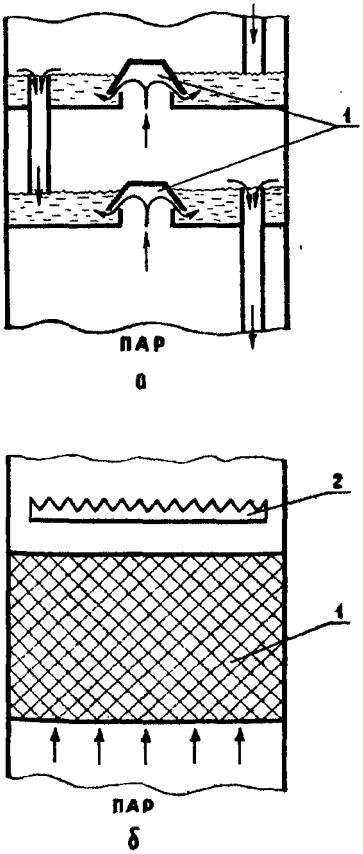


Рис. 5.2. Схемы ректификационных колонн разного типа:
а - тарельчатая; б - засыпная.
1 - ректификационная тарелка;
2 - засыпка из колец Рашига

Ректификационная тарельчатая колонна (рис. 5.2,а) состоит из набора колпачковых тарелок, расположенных одна над другой. Физическая сущность процесса рассмотрена ранее. Организация движения потоков жидкости и пара обеспечивает поддержание на тарелке необходимого уровня жидкости и выход пара только под слой жидкости через прорези в колпачке тарелки (Приложение, лист 5).

Насадочная ректификационная колонна состоит из насадки, выполненной, как правило, из керамических колец Рашига, и распределителя раствора, предназначенного для её орошения.

На идеальной тарелке в результате интенсивного тепло- и массообмена пар и жидкость должны достигнуть равновесного состояния. В действительности такое явление невозможно, так как движущей силой процесса является разность температур потоков.

Важнейшим элементом укрепляющей колонны является дефлегматор. Процессы, происходящие в дефлегматоре, достаточно точно объяснены с введением понятия "бинарный пар" (пар, который при охлаждении подвергается частичной конденсации).

Температура поверхности охлаждения, как правило, выше температуры насыщения аммиака. Вода, образовавшаяся при раздельной конденсации, немедленно абсорбирует парообразный аммиак и образует флегму - раствор высокой концентрации.

В зависимости от способов организации потоков пара и флегмы дефлегматоры разделяются на аппараты совмещенного и несовмещенного типа (рис. 5.3).

В аппаратах совмещенного типа (рис. 5.3,а) пар, поднимаясь, идет в противоток охлаждающей воде. Температура пара снижается от $t_{d'}$ до t_5, а концентрация повышается от $\xi_{d'}$ до ξ_d.

При этом развитая поверхность контакта между паром и флегмой создается насадкой, заполняющей объем аппарата, что способствует достижению флегмой состояния, близкого к равновесию с паром, из-за чего концентрация флегмы, по мере ее опускания, снижается.

Равновесие между паром и флегмой достигается только в самом верхнем, самом холодном сечении дефлегматора.

По мере опускания вниз разность температур между паром и флегмой увеличивается.

Температура охлаждающей воды может быть в пределе доведена до $t_{d'}$, что обеспечит минимальный расход воды на охлаждение дефлегматора и получение воды высокой температуры. В данном случае ректификационная колонна может состоять из одного дефлегматора.

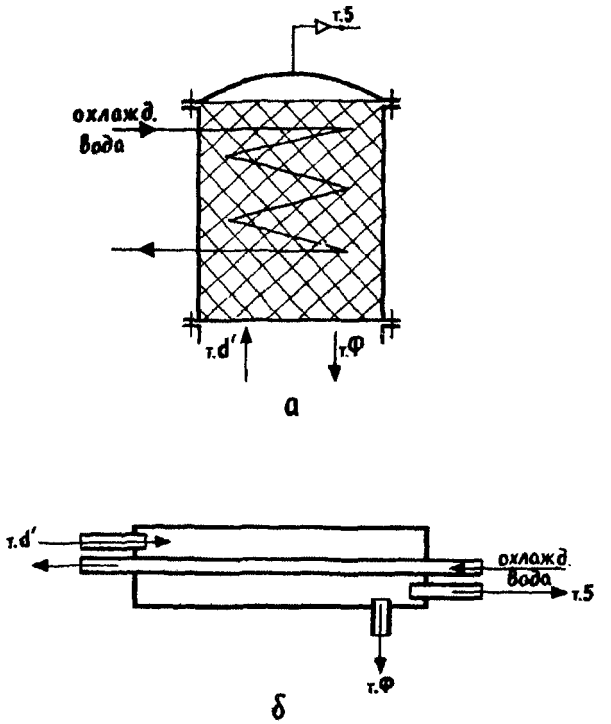


Рис. 5.3. Схемы дефлегматоров различного типа:
а - совмещенного; б - несовмещенного

Дефлегматор несовмещенного типа (рис. 5.3,б) представляет собой обычный двухтрубный элемент, в котором вода и ректифицируемый пар движутся в противоток, причем вода по внутренней

трубе, пар - по наружной. Образующаяся флегма стекает вниз, двигаясь в одном направлении с паром и находясь с ним в постоянном контакте, что приводит их к состоянию равновесия во всех сечениях аппарата. Таким образом, на выходе из аппарата флегма имеет высокую концентрацию, соответствующую равновесному состоянию с паром. Это является существенным недостатком дефлегматора данного типа. Достоинством же аппарата является простота его устройства, стандартность конструкции.

К дефлегматорам полусовмещенного типа относятся аппараты с прямотоком пара и флегмы, но с промежуточным отбором флегмы. Благодаря отбору флегмы в нескольких местах аппарата, средний состав ее выше, чем в дефлегматорах совмещенного типа, но ниже, чем несовмещенного.

Критерием оценки укрепляющих колонн является коэффициент использования температурного перепада:

$$\eta_д = \frac{t_{d''} - t_5}{t_{d'} - t_5}, \qquad (5.2)$$

где $t_{d''}$ - температура пара, входящего в колонну, °С;

$t_{d'}$ - температура пара, входящего в дефлегматор после обменного элемента, °С;

t_5 - температура пара, выходящего из дефлегматора, °С.

Для дефлегматора совмещенного типа с кольцами Рашига $\eta_д = 0.9$;

для несовмещенного типа - $\eta_д = 0.5 \div 0.6$.

Примеры конструкций дефлегматоров приведены в Приложении (листы 6, 7).

Абсорберы

Процесс, протекающий в абсорбере, в значительной степени зависит от состояния раствора, поступающего в аппарат.

На рис. 5.4 представлены три качественно различных варианта.

В первом - слабый раствор находится в состоянии переохлаждения. При этом процесс абсорбции состоит из двух самостоя-

тельных частей: адиабатического насыщения (3 - В), собственно абсорбции с отводом тепла (В - 4).

Во втором - процесс абсорбции начинается с наиболее высокой температуры насыщения $t_{3'}$, что позволяет получить наибольший нагрев воды в абсорбере.

В третьем - пар состояния 3" требует дополнительного охлаждения в специальном теплообменнике, что является нетипичным.

По способу организации поверхности фазового контакта абсорберы можно разделить на пленочные, барботажные, пленочно-барботажные.

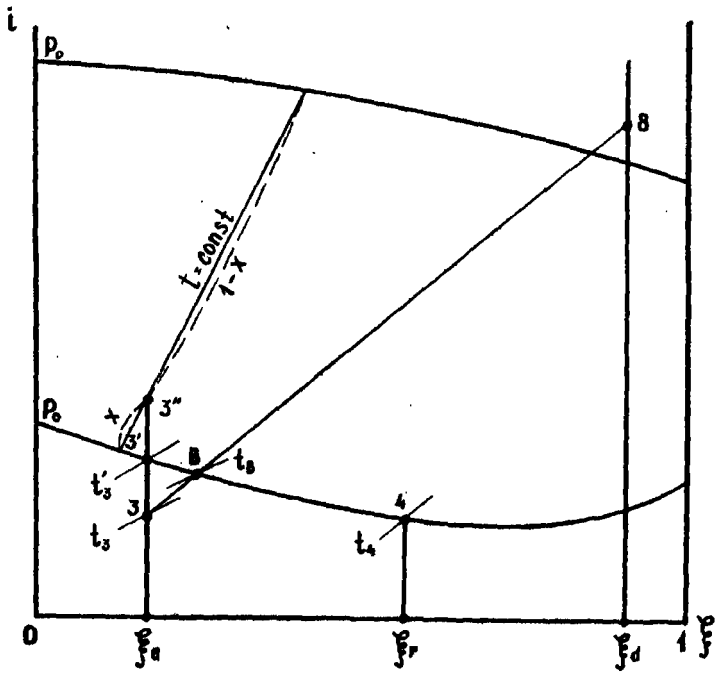


Рис. 5.4. Различные варианты состояния слабого раствора, поступающего в абсорбер:
3 - переохлажденное; 3' - насыщенное; 3" - влажный пар

По взаимному направлению потоков пара и раствора абсорберы подразделяются на прямоточные, противоточные и без определенной организации потоков.

Каждый из существующих типов абсорберов обладает своими достоинствами, выбор конструкции требует учета условий работы и назначения холодильной машины.

Примеры конструкций абсорберов приведены в Приложении (листы 8, 9, 10, 11).

Испарители

Как было указано ранее, процесс кипения при наличии в испарителе абсорбента идет с переменной температурой.

При этом предполагается неполное испарение рабочего тела в испарителе. Происходящий в испарителе процесс при поступлении в него рабочего тела с $\xi_d < 1$ напоминает процесс в выпарном элементе несовмещённого типа.

В испаритель поступает крепкий раствор с концентрацией ξ_d, выпаривается, производя холодильное действие, в результате чего образуется слабый раствор с $t_{8'} > t_7$ (рис.2.2).

Так как в испарителе происходит интенсивная циркуляция, можно считать, что он заполнен жидкостью с концентрацией ξ_{8o} и паром с концентрацией ξ_8.

Чтобы процесс в испарителе имел установившийся характер, из испарителя необходимо отводить слабый раствор, т.е. производить дренаж испарителя.

Масса дренируемой жидкости, кг/кг,

$$m = \frac{\xi_{8'} - \xi_d}{\xi_{8'} - \xi_{8o}}. \qquad (5.3)$$

Примеры конструкций испарителей с отводом флегмы представлены в приложении, листы 12, 13.

Применение парового переохладителя при $\xi_d < 1$ позволяет увеличить низкотемпературную часть производимого холода за счет высокотемпературной.

Конденсаторы

В качестве конденсаторов в абсорбционных водоаммиачных холодильных машинах применяются аппараты тех же конструкций, что и в компрессорных холодильных машинах (Приложение, лист 14).

Примеры конструкций вспомогательных элементов абсорбционных водоаммиачных холодильных машин приведены в Приложении (листы 15 - 20).

Примеры исполнения схем промышленных абсорбционных водоаммиачных холодильных машин приведены в Приложении (листы 21 - 25).

ЛЕКЦИЯ ШЕСТАЯ

***Тема**: "Тепловой и конструктивный расчет аппаратов."*

Основные теплообменные аппараты абсорбционных холодильных машин по принципу действия относятся к рекуперативным.

В аппаратах рекуперативного типа процесс передачи тепла связан с поверхностью твердого тела, поэтому они называются также поверхностными.

Целью теплового расчета аппаратов данного типа является определение площади теплообменной поверхности.

Исходными данными для расчета являются: тип аппарата, вид поверхности теплообмена, некоторые геометрические размеры (например, диаметр труб, шаг и компоновка труб и т.п.), тепловая производительность аппарата, рабочие среды, их конечные и начальные температуры, схема и скорости движения в аппарате.

Процесс теплопередачи в аппаратах описывается уравнением

$$Q = k \cdot F \cdot \Theta_m. \qquad (6.1)$$

Отсюда площадь поверхности теплообмена

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Theta_m}, \qquad (6.2)$$

где Q - тепловая нагрузка;

k - коэффициент теплопередачи,зависящий от характера процесса теплопередачи, определенного особенностями аппарата;

Θ_m - температурный напор между средами.

Характер изменения температур рабочих сред по поверхности аппарата зависит от схемы их движения и водяных эквивалентов.

Для аппаратов абсорбционных холодильных машин характерны следующие закономерности распределения температур жидкостей по поверхности (рис. 6.1).

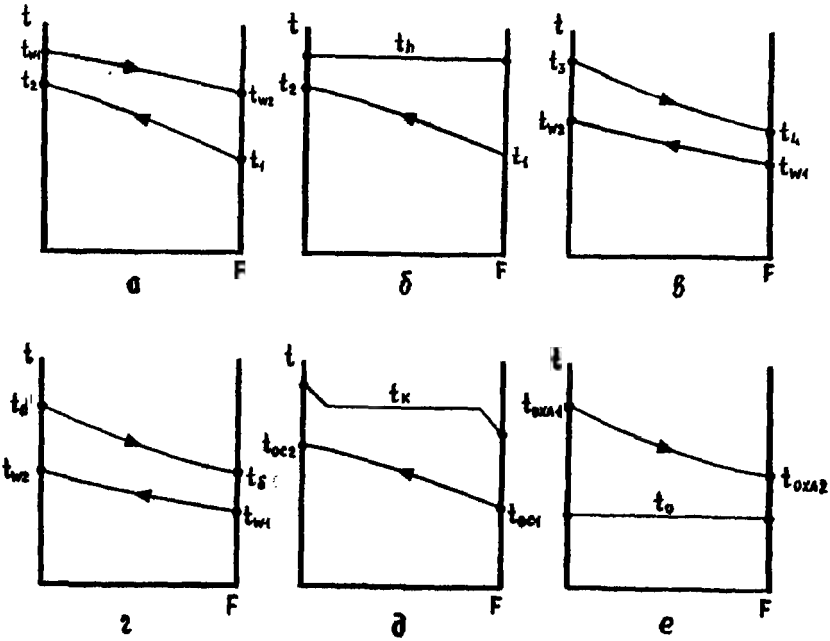


Рис. 6.1. Распределение температуры жидкости по поверхности аппаратов:

а - генератор, обогреваемый средой с переменной температурой (горячая вода, газ);

б - генератор, обогреваемый конденсирующимся паром;

в - противоточный абсорбер, охлаждаемый водой;

г - дефлегматор, охлаждаемый водой;

д - конденсатор; е - испаритель

Как показывают расчеты, в аппаратах абсорбционных холодильных машин изменение температуры по поверхности довольно

значительно, поэтому температурный напор между средами определяется как средний логарифмический, °С:

$$\text{а)}\ \Theta_{m\text{г}} = \frac{(t_{w2} - t_1) - (t_{w1} - t_2)}{\ln \dfrac{t_{w2} - t_1}{t_{w1} - t_2}}, \qquad (6.3)$$

где t_{w1}, t_{w2} - температура греющей среды на входе и выходе из обогреваемой части генератора;

t_1, t_2 - температура раствора на входе и выходе из обогреваемой части генератора;

$$\text{б)}\ \Theta_{m\text{г}} = \frac{t_2 - t_1}{\ln \dfrac{t_h - t_1}{t_h - t_2}}, \qquad (6.4)$$

где t_1, t_2 - температура раствора на входе и выходе из обогреваемой части генератора;

t_h - температура греющего конденсирующегося пара;

$$\text{в)}\ \Theta_{ma} = \frac{(t_3 - t_{w2}) - (t_4 - t_{w1})}{\ln \dfrac{t_3 - t_{w2}}{t_4 - t_{w1}}}, \qquad (6.5)$$

где t_3, t_4 - температура раствора на входе и выходе из абсорбера;

t_{w1}, t_{w2} - температура воды на входе и выходе из абсорбера;

$$\text{г)}\ \Theta_{m\text{д}} = \frac{(t_{d'} - t_{w2}) - (t_5 - t_{w1})}{\ln \dfrac{t_{d'} - t_{w2}}{t_5 - t_{w1}}}, \qquad (6.6)$$

где $t_{d'}$, t_5 - температура пара на входе и выходе из дефлегматора;

t_{w1}, t_{w2} - температура воды на входе и выходе из дефлегматора;

$$\text{д)}\ \Theta_{mk} = \frac{t_{\text{o.c2}} - t_{\text{o.c1}}}{\ln \dfrac{t_k - t_{\text{o.c1}}}{t_k - t_{\text{o.c2}}}}, \qquad (6.7)$$

где t_k - температура конденсации;

$t_{о.с1}$, $t_{о.с2}$ - температура охлаждающей среды на входе и выходе из конденсатора;

$$\text{е)}\ \Theta_{тв} = \frac{t_{охл1} - t_{охл2}}{\ln \frac{t_{охл1} - t_{о}}{t_{охл2} - t_{о}}}, \qquad (6.8)$$

где $t_{о}$ - температура кипения;

$t_{охл1}$, $t_{охл2}$ - температура охлаждаемой среды на входе и выходе из испарителя.

Коэффициент теплопередачи от горячей среды к холодной зависит от коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{вн}$ и $\alpha_{нар}$ и термического сопротивления стенки аппарата.

Если условия обтекания поверхности каждой из сред не изменяются, то значения $\alpha_{вн}$ и $\alpha_{нар}$ можно считать постоянными для всего аппарата.

В аппаратах с гладкотрубными поверхностями, используемыми в абсорбционных холодильных машинах, выражение для коэффициента теплоотдачи зависит от того, к какой поверхности его относят:

$$k_{вн} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{вн}} + \frac{\delta_{тр}}{\lambda_{тр}} \cdot \frac{d_{вн}}{d_{ср}} + \frac{1}{\alpha_{нар}} \cdot \frac{d_{вн}}{d_{нар}}}; \qquad (6.9)$$

$$k_{нар} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{нар}} + \frac{\delta_{тр}}{\lambda_{тр}} \cdot \frac{d_{нар}}{d_{ср}} + \frac{1}{\alpha_{вн}} \cdot \frac{d_{нар}}{d_{вн}}}, \qquad (6.10)$$

где индексы "вн", "нар" и "ср" относятся к обозначению внутренней, наружной и средней поверхности трубы.

Основными составляющими общего теплового сопротивления теплопередаче в каждом аппарате являются тепловые сопротивления теплоотдаче.

Коэффициент теплоотдачи - сложная функция большого числа параметров, определяемая, в основном, опытным путем.

Для расчета величин коэффициентов теплоотдачи используются результаты исследований теплообмена для условий, характеризующих работу аппаратов абсорбционных холодильных машин.

Ниже приводятся основные сведения и уравнения для определения коэффициентов теплоотдачи в наиболее характерных процессах и конструкциях аппаратов абсорбционных холодильных машин.

Процесс теплоотдачи при вынужденном движении жидкости внутри труб описывается критериальным уравнением

$$Nu = 0.021 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.43}, \qquad (6.11)$$

где $Re = w \cdot d_{вн}/\nu$; $Pr = \nu/a$.

Величина $d_{вн}$ выбирается как характеристика теплообменной поверхности; скорость движения жидкости определяется предварительным расчетом; ν, a - теплофизические свойства жидкости при определяющей температуре.

Это уравнение используется для расчета коэффициента теплоотдачи со стороны воды в абсорбере, дефлегматоре, конденсаторе; со стороны хладоносителя - в испарителе, теплообменнике растворов.

Процесс теплоотдачи со стороны жидкости, стекающей пленкой, при условии $Re_{пл} \geq 200$ описывается уравнением

$$Nu = 0.01 \cdot (Ga_{пл} \cdot Pr_{пл} \cdot Re_{пл})^{1/3}, \qquad (6.12)$$

где $Ga_{пл} = g \cdot H^3/\nu^2$; $Pr_{пл} = \nu/a$; $Re_{пл} = 4 \cdot \Gamma_l/\mu$;

μ, ν, a - теплофизические свойства воды при средней температуре пленки;

H - принятая высота аппарата, м;

Γ_l - плотность орошения трубы, кг/(м·с).

Уравнение (6.12) используется для определения коэффициента теплоотдачи со стороны воды в вертикальном кожухотрубном конденсаторе.

Процесс теплоотдачи со стороны конденсирующегося водяного пара на горизонтальном пучке труб, отнесенный к внутренней поверхности, описывается уравнением

$$\alpha_{\text{п}} = 0.555\sqrt[4]{\frac{r\cdot\rho^2\cdot\lambda^2\cdot g}{\mu\cdot d_{\text{вн}}\cdot\Theta}}, \qquad (6.13)$$

где r, ρ, λ, μ - физические параметры воды на линии насыщения при заданном значении T_h;

$d_{\text{вн}}$ - внутренний диаметр трубы;

Θ - среднелогарифмический температурный напор.

Это уравнение используется для определения коэффициента теплоотдачи со стороны греющего пара в горизонтальном кожухотрубном генераторе.

Процесс теплоотдачи со стороны конденсирующегося водяного пара на вертикальной трубе описывается уравнением

$$\bar{\alpha}_{\text{п}} = 400\cdot\frac{r\cdot\mu}{H\cdot\Delta T}\cdot\left\{1+0.625\cdot \text{Pr}^{0.5}\cdot\left[\frac{H\cdot\Delta T}{(H\cdot\Delta T)_{\text{кр}}}-1\right]\right\}^{4/3}, \qquad (6.14)$$

где $\bar{\alpha}_{\text{п}}$ - средний коэффициент теплоотдачи, отнесенный к наружной поверхности вертикальной трубы;

r, μ, ν, a - физические параметры водяного пара и воды на линии насыщения при заданном значении T_h.

Условие применимости уравнения (6.14) определяется наличием участка с турбулентным режимом, т.е.

$$H\cdot\Delta T > (H\cdot\Delta T)_{\text{кр}}. \qquad (6.15)$$

Уравнение (6.14) используется для определения коэффициента теплоотдачи со стороны греющего пара в вертикальном пленочном генераторе.

Процесс теплоотдачи со стороны конденсирующегося аммиачного пара на вертикальной трубе описывается уравнением

$$\alpha_{\text{а}} = 0.943\cdot\sqrt[4]{\frac{r\cdot\rho^2\cdot\lambda^3\cdot g}{\mu\cdot H\cdot\Theta_{\text{а}}}}\cdot\frac{d_{\text{нар}}}{d_{\text{вн}}}\cdot\xi_{\nu}, \qquad (6.16)$$

где r, ρ, λ, μ, ν - теплофизические свойства жидкого аммиака при температуре конденсации;

ξ_w - поправка на волновой режим.

Уравнение (6.16) используется для определения коэффициента теплоотдачи со стороны конденсирующегося аммиачного пара в вертикальном кожухотрубном конденсаторе.

Процесс теплоотдачи со стороны конденсирующегося аммиачного пара на пучках гладких горизонтальных труб описывается уравнением

$$\alpha = 0.72 \cdot \sqrt[4]{\frac{\Delta i \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu \cdot \Theta_a \cdot d_{нар}}} \cdot \Psi_п \cdot \xi_w, \qquad (6.17)$$

где α - среднее значение коэффициента теплоотдачи;

ρ, λ, μ - теплофизические параметры жидкого аммиака при температуре конденсации;

$\Psi_п$ - коэффициент, учитывающий изменение скорости пара по мере прохождения горизонтальных рядов труб и натекание с верхних рядов на нижние;

ξ_w - коэффициент, учитывающий скорость пара в первом горизонтальном ряду;

Δi - разность энтальпий рабочего вещества на входе и выходе из аппарата;

Θ_a - среднелогарифмическая разность температур.

Уравнение (6.17) используется для определения коэффициента теплоотдачи со стороны холодильного агента в аммиачном кожухотрубном конденсаторе.

Процесс теплоотдачи со стороны кипящего холодильного агента, описывается уравнением

$$q_{Fa} = 580 \cdot \Theta_a^{1.667} \cdot F_{нар}/F_{вн}, \qquad (6.18)$$

где Θ_a - среднелогарифмическая разность температур.

Уравнение (6.18) используется для определения коэффициента теплоотдачи со стороны холодильного агента в горизонтальном кожухотрубном испарителе затопленного типа.

Процесс теплоотдачи со стороны кипящего раствора на горизонтальных трубках описывается уравнением

$$\alpha_p = 110.5 \cdot q_F^{0.261}, \qquad (6.19)$$

где q_F - удельный тепловой поток, отнесенный к внутренней поверхности, или определяется по номограмме, предложенной В.Н. Филаткиным.

Уравнение (6.19) используется для определения коэффициента теплоотдачи кипящего раствора к стенке трубы горизонтального кожухотрубного генератора затопленного типа.

Процесс теплоотдачи со стороны кипящего водоаммиачного раствора на вертикальной стенке описывается уравнением, предложенным автором и А.В. Вургафтом:

$$Nu = 0.00554 \cdot Re_{пл}^{0.856} \cdot Pr^{0.344}, \qquad (6.20)$$

где $Re = \Gamma/\mu_p$; $Pr = \nu/a$;

μ_p, ν, a - физические параметры раствора на линии насыщения при средней температуре пленки.

Уравнение (6.20) используется для определения коэффициента теплоотдачи от кипящего слоя раствора к стенке трубы в вертикальном пленочном генераторе.

Процесс теплоотдачи со стороны водоаммиачного раствора при абсорбции в процессе барботажа пара описывается уравнением

$$\alpha_p = 23.13 \cdot q_F^{0.425}, \qquad (6.21)$$

предложенным Р.Л. Даниловым.

Уравнение (6.21) используется для определения коэффициента теплоотдачи от раствора к стенке горизонтального кожухотрубного барботажного абсорбера.

Процесс теплоотдачи со стороны водоаммиачного раствора при абсорбции с орошением поверхности охлаждения слабым раствором описывается уравнением

$$\alpha_p = \left[\left(\frac{c_p}{c_w}\right)^{0.4} \cdot \left(\frac{\lambda_p}{\lambda_w}\right) \cdot \left(\frac{\rho_p}{\rho_w}\right)^{0.67} \cdot \left(\frac{\mu_w}{\mu_p}\right)^{0.33}\right] \cdot \alpha_w \cdot \left(\frac{d_{нар}}{d_{вн}}\right), \qquad (6.22)$$

где индексы "p" и "w" относятся к раствору и чистой воде соответственно.

Процесс теплоотдачи со стороны водоаммиачного раствора при пленочном орошении змеевиковой охлаждающей поверхности в процессе абсорбции описывается уравнением, предложенным Ю.Д.Марусейцевым.

Для проведения расчета процессов теплоотдачи в аппаратах конструкций, отличных от рассмотренных выше, используются зависимости, приведенные в литературе, указанной в списке в конце пособия.

Анализ приведенных выше зависимостей показывает, что в процессах теплообмена, связанных с нагревом или охлаждением жидкости в аппаратах холодильных машин, коэффициенты теплоотдачи не зависят от температуры поверхности теплообмена. При этом коэффициенты теплоотдачи для каждой из сред определяются однозначно, коэффициент теплопередачи - по формулам (6.9) или (6.10), а поверхность теплообмена - по формуле (6.2).

В процессах, связанных с изменением агрегатного состояния среды, коэффициенты теплоотдачи зависят от температуры поверхности теплообмена. В этих случаях температуру стенки и коэффициент теплоотдачи можно определить методом последовательных приближений или графоаналитическим методом.

Эти методы основаны на условии стационарности процесса теплообмена в аппарате, при котором плотности теплового потока от горячей среды к стенке аппарата $q_1 = f(T_{ст})$ и от стенки к холодной среде $q_2 = \varphi(T_{ст})$ равны между собой.

Выражения для q_1 и q_2 определяются с использованием приведенных ранее уравнений для коэффициентов теплоотдачи. Рассмотрим последовательность расчёта на примере горизонтального кожухотрубного генератора.

Коэффициент теплоотдачи **от стенки к** кипящему раствору, Вт/м^2·°С,

$$\alpha_p = 110.5 \cdot q_F^{0.261}.$$

Коэффициент теплоотдачи **от** конденсирующегося пара к **стенке**, отнесенный к внутренней поверхности трубы, Вт/м^2·°С,

$$\alpha_п = A \cdot (T_h - T_{ст})^{-0.25}.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к раствору, отнесенный к внутренней поверхности трубы, Вт/м^2·°С,

$$\alpha_р = 110.5^{1.353}\cdot(T_{ст} - T_{р.ср})^{0.353}\cdot d_{нар}/d_{вн}.$$

Плотность теплового потока со стороны раствора, Вт/м^2,

$$q_р = 581.7\cdot(T_{ст} - T_{р.ср})^{1.353}\cdot d_{нар}/d_{вн}.$$

Плотность теплового потока со стороны греющего пара с учетом тепловых сопротивлений стенки трубы и загрязнений, Вт/м^2,

$$q_п = (T_h - T_{ст})/((T_h - T_{ст})^{0.25}/A + \Sigma(\delta_i/\lambda_i)).$$

Задаваясь несколькими значениями $T_{ст}$ в интервале $[T_{р.ср}, T_h]$, определяют величины $q_р$ и $q_п$ и далее наносят их на график зависимости $q_{Fвн} = f(T_{ст})$ (рис. 6.2).

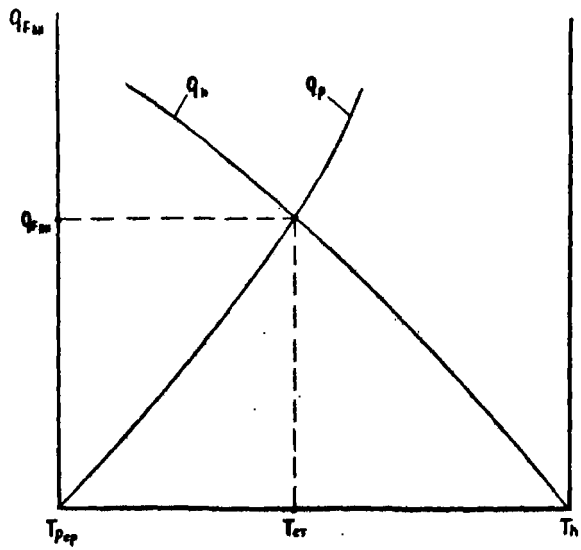


Рис.6.2. Графическое определение $T_{ст}$ и q_F для горизонтального кожухотрубного генератора

Точка пересечения линий определяет условие стационарности - равенство тепловых потоков.

Определив по графику значение $q_{F\text{вн}}$, определяют площадь поверхности теплообмена, м^2,

$$F_{\text{вн}} = Q/q_{F\text{вн}}.$$

После определения площади поверхности теплообмена осуществляют компоновку аппарата, уточняют значение площади поверхности и скоростей рабочих сред для выбранной компоновки и выполняют поверочный расчет соответствия заданной производительности этим условиям (если в этом есть необходимость).

Например, для горизонтального кожухотрубного генератора после определения поверхности находят общую длину труб, м,

$$L_{\text{общ}} = F_{\text{вн}}/(\pi \cdot d_{\text{вн}}),$$

где $d_{\text{вн}}$ - диаметр трубы, принятый в начале расчета, как характеристика теплообменной поверхности.

Назначают эффективную длину труб l (расстояние между трубными решетками аппарата) по существующим конструкциям (прототипам), м.

Количество труб в аппарате:

$$n = L_{\text{общ}}/l;$$

Внутренний диаметр обечайки, м,

$$D_{\text{вн}} = t \cdot \sqrt{\frac{1.1 \cdot n}{\eta_{\text{тр}}}},$$

где t - минимальный шаг, зависящий от разбивки труб, м;

$\eta_{\text{тр}}$ - коэффициент заполнения трубной доски.

После компоновки аппарата необходимо провести расчёт на прочность его элементов.

Ректификационная колонна (рис.5.2) относится к аппаратам контактного типа.

Одной из задач расчета колонны является определение минимально необходимого числа тарелок в ней.

Расчет числа ректификационных тарелок зависит от характера процессов, протекающих в выпарном элементе генератора.

На рис.6.3 приведены рабочие процессы и методика графического определения числа теоретических тарелок исчерпывающей колонны для выпарных элементов различного типа.

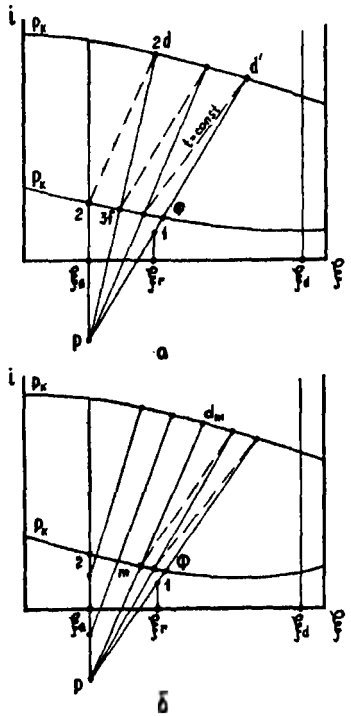


Рис.6.3. Определение числа ректификационных тарелок для выпарных элементов:
а - несовмещенного типа; б - полусовмещенного типа

Для проведения графического расчета вводится несколько новых понятий:

1. Коннода - прямая на i-ξ диаграмме, проходящая через точки, изображающие состояние фаз в одном сечении аппарата.

2. Ось приведенных энтальпий - вертикальная прямая $\xi = \xi_0$, где ξ_0 - приведенная концентрация потока, имеющая постоянное значение для каждого аппарата.

Положение $\xi_0 = const$ можно найти, если хотя бы для одного сечения аппарата известны расходы и концентрации обеих фаз.

Если в каком-либо сечении аппарата одна из фаз отсутствует, то приведенная концентрация потока для всего аппарата равна концентрации второй фазы в данном сечении.

3. Полюс теплового и материального обмена - точка пересечения коннод всех сечений аппарата при отсутствии теплообмена с внешней средой.

Для выпарного элемента несовмещенного типа (рис. 6.3, а) первая коннода для верхнего сечения исчерпывающей колонны изображается прямой 1-Ф-*d'*. Коннода нижнего сечения куба, где имеется только одна фаза, стягивается в точку 2, через которую проходит ось приведенных энтальпий выпарного элемента. Пересечение первой коннода с этой осью определяет полюс *P* для исчерпывающей колонны.

На входе в колонну пар равновесен слабому раствору (точка 2). Коннода 2*d*-*P* характеризует нижнее сечение колонны, а точка 3*f* - состояние стекающего в куб раствора. Между коннодами *P*-*d* и *P*-2*d* происходит процесс исчерпывания.

Число необходимых теоретических тарелок на единицу меньше числа коннод, построенных так, что между паром и жидкостью соблюдается температурный перепад 2-5 °С.

В выпарном элементе полусовмещенного типа частичная ректификация происходит совместно с процессом выпаривания.

Необходимые построения для определения числа ректификационных тарелок приведены на рис. 6.3,б.

Часть коннод, соответствующая процессу в исчерпывающей колонне, проходит через полюс *P*. Число теоретических тарелок на единицу меньше числа коннод, построенных на участке Ф-*m*. При этом коннода P-d_m определяет состояние раствора при переходе из одной части аппарата в другую.

При проектировании абсорбционной водоаммиачной холодильной машины используются типовые конструкции аппаратов, разработанные ведущими проектными институтами.

ЛЕКЦИЯ СЕДЬМАЯ

***Тема**: "Безнасосные абсорбционные холодильные машины. Принципы расчета."*

Абсорбционно-диффузионный агрегат домашнего холодильника

Это агрегат непрерывного действия, наполненный водоаммиачным раствором и водородом, поддерживающим во всех аппаратах одинаковое давление, благодаря чему подача крепкого раствора из абсорбера в кипятильник обеспечивается термосифоном (рис.7.1).

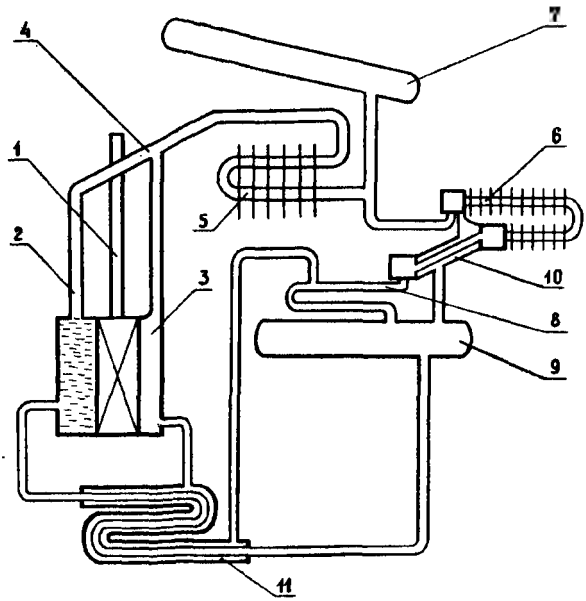


Рис.7.1. Схема агрегата домашнего холодильника:
1 - нагреватель; 2 - термосифон; 3 - кипятильник; 4 - дефлегматор; 5 - конденсатор; 6 - испаритель; 7 - аккумулятор водорода; 8 - абсорбер; 9 - ресивер абсорбера; 10 - газовый теплообменник; 11 - жидкостный теплообменник

Кипятильник в диффузионных агрегатах обогревают обычно электрическим током. Применяются также природный газ и керосин.

Аппаратуру агрегата изготовляют из стальных труб в виде змеевиков.

Абсорбер, конденсатор и дефлегматор охлаждаются окружающим воздухом.

Абсорбционные холодильные агрегаты рассчитаны на работу при температуре окружающего воздуха 30-35 °С. Некоторые зарубежные фирмы выпускают домашние абсорбционно-диффузионные холодильники для работы в тропических условиях при температуре окружающего воздуха 40-45°С.

Особенностью конструкции агрегата, изображенного на рис. 7.1, является вертикальное расположение генератора (кипятильника), приваренного вместе с термосифоном к жаровой трубе, в которой находится электронагреватель.

Кипящая парожидкостная эмульсия крепкого раствора с помощью термосифона попадает в кипятильник. Движение жидкости вверх обеспечивается поршневым действием паровых пузырей, которые захватывают порции раствора. Пар из кипятильника поступает в дефлегматор, где очищается от водяного пара за счет охлаждения и конденсации.

Почти чистые аммиачные пары превращаются в жидкость в конденсаторе.

Жидкий аммиак далее стекает в испаритель, где диффундирует в парогазовую смесь, производя холодильное действие.

Через газовый теплообменник смесь с большим содержанием аммиака попадает в абсорбер. Здесь из смеси слабым раствором, поступающим из теплообменника, абсорбируются аммиачные пары. Полученный крепкий раствор сливается в ресивер, а слабая парогазовая смесь через газовый теплообменник возвращается в испаритель. Таким образом, цикл замыкается.

Кипятильник абсорбционного агрегата обладает большой тепловой инерцией, поэтому способ регулирования путем включения и выключения электронагревателей здесь не подходит, так как он обусловливает большой перерасход электроэнергии, вызванный необходимостью нагревания остывшего раствора и кипятильника.

Отсутствие автоматического регулирования также повышает расход электроэнергии в связи с тем, что в ряде случаев может понизиться температура в испарителе.

В этих конструкциях применяют автоматическое или ручное переключение мощности электронагревателя в зависимости от температуры в испарителе.

На рис. 7.2 представлена схема современного двухкамерного абсорбционно-диффузионного агрегата.

Как видно из схемы, конструкция и компоновка элементов агрегата отличаются от рассмотренных выше.

Температура в морозилке меняется в пределах от -30 до -18 °С.

Жидкий аммиак испаряется в водород при общем давлении в испарителе равном 25 ата, но с парциальным давлением равным 1 ата.

В начальный момент в испарителе морозилки аммиак находится при давлении 1 ата, водород - при 24 ата, общее давление, таким образом, составляет 25 ата. Аммиак продолжает испаряться в водород при постепенном повышении парциального давления и постепенном повышении температуры.

Когда смесь водорода и аммиака поступает в камерный испаритель через газовый теплообменник, парциальное давление аммиака составляет 3 ата, водорода - 22 ата.

В камерном испарителе оставшийся аммиак испаряется при температуре -5 °С.

Газ с большим содержанием аммиака поступает в абсорбер. Отделившийся в абсорбере водород поступает в контур циркуляции водорода, откуда через газовый теплообменник возвращается в испарители. Таким образом, различное содержание водорода в смеси с аммиаком обеспечивает наличие двух температур в испарителях.

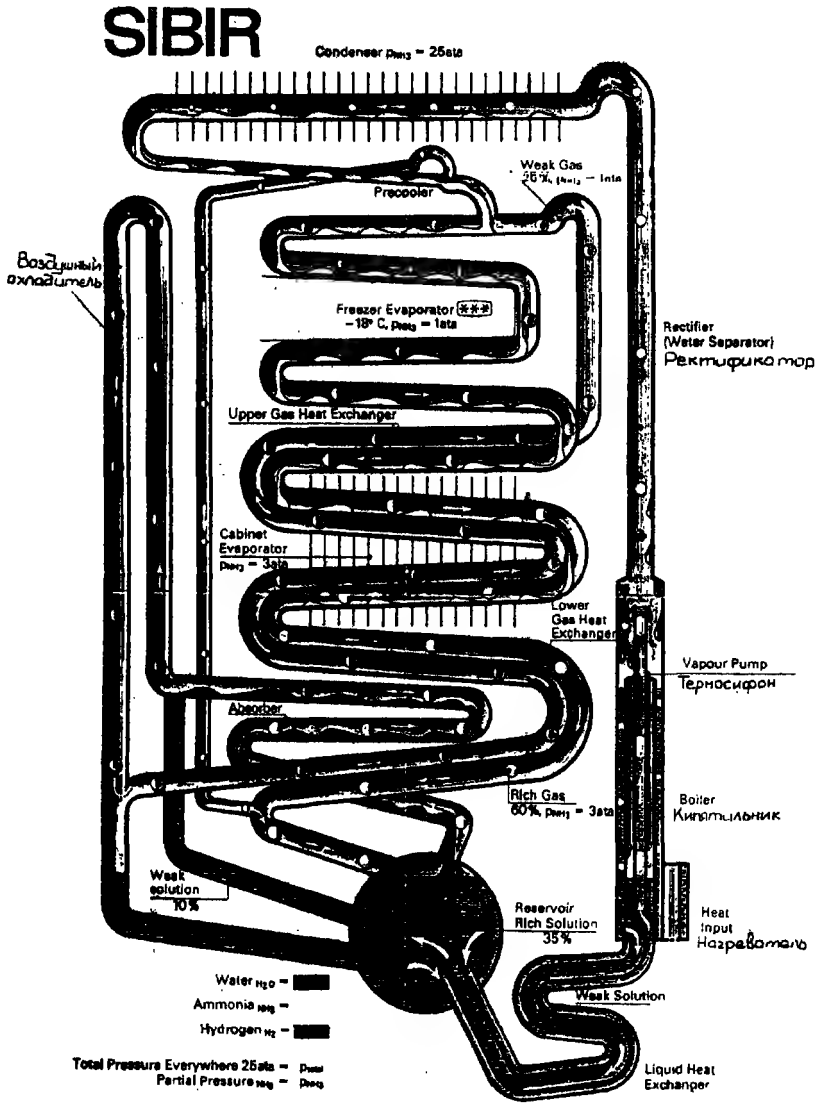


Рис.7.2. Схема двухкамерного абсорбционно-диффузионного холодильника

Тепловой расчет абсорбционно-диффузионной холодильной машины на примере агрегата "Морозко-2" (норматив завода)

Исходные данные:

Холодопроизводительность машины	$Q_0 = 14$ ккал/час
Температура воздуха в помещении	$t_n = 32$ °С
Средняя температура воздуха в холодильной камере	$t_к = 7$ °С
Общее давление в машине	$P_{общ} = 20$ ата
Выравнивающий газ	водород, H_2
Вид энергии, потребляемой для работы машины	электричество
Охлаждение конденсатора и абсорбера	воздушное

Цель расчёта: определить тепловые нагрузки аппаратов, площади теплообменных поверхностей, произвести компоновку аппаратов.

Условия расчёта:

1. Конденсация NH_3 в конденсаторе происходит при постоянном давлении в предположении, что количество водорода при расчетном режиме работы машины в конденсаторе незначительно.

2. При наличии вертикально расположенного газового теплообменника влага, уносимая из абсорбера бедной парогазовой смесью, почти вся возвращается в абсорбер.

3. Растворение H_2 в водоаммиачном растворе относительно небольшое и на процессах, осуществляющих водоаммиачный цикл, не отражается.

Расчёт

Определение параметров парогазовой смеси ведется с использованием таблиц термодинамических свойств водоаммиачного раствора и пара.

Дополнительно к уже известным исходным данным принимаем следующие параметры, при которых осуществляются процессы в испарителе и абсорбере:

Низшая температура испарения $t_{он} = -10$ °С

Высшая температура испарения $t_{ов} = -2$ °С

Средняя температура испарения $t_{от} = -6$ °С

Парциальное давление NH_3 в испарителе на границе раздела фаз в соответствии с принятыми температурами:

низшее $P_{и.н} = 2.96$ ата

высшее $P_{н.в} = 4.06$ ата

Парциальное давление NH_3 в абсорбере на границе раздела фаз:

при входе слабого водоаммиачного раствора $P_{а.н} = 2.36$ ата

при выходе крепкого раствора $P_{а.в} = 3.46$ ата

Высшая температура абсорбции $t_2 = 50$ °С

Парциальное давление аммиака в потоке парогазовой смеси, циркулирующей через испаритель и абсорбер, принимаем, исходя из практических данных лаборатории ВНИИЭМП и ЛТИХП. Принимаем в испарителе по всей длине контакта парогазовой смеси с аммиаком $\Delta P = 0.3$. Тогда парциальное давление NH_3 в потоке бедной парогазовой смеси при входе в испаритель $P_в' = 4.06 - 0.3 = 3.76$ ата и парциальное давление NH_3 в потоке богатой парогазовой смеси при выходе из испарителя $P_н' = 2.96 - 0.3 = 2.66$ ата. Концентрацию крепкого водоаммиачного раствора $\xi_г$ при выходе из абсорбера принимаем равной 0.364 в соответствии с парциальным давлением на границе раздела фаз, равным 3.46 ата, и температурой 50 °С.

Концентрацию слабого аммиачного раствора $\xi_а$ при входе в абсорбер принимаем равной 0.148 в соответствии с парциальным давлением на границе раздела фаз 2.36 ата и температурой 50 °С.

Температуру жидкого хладагента на входе в газовый теплообменник принимаем равной 35 °С, а на выходе - 5 °С.

Температурный перепад на теплом конце газового теплообменника принимаем равным 10 °С, тогда температура богатой парогазовой смеси при входе в сборник абсорбера - 40 °С.

Температуру богатой парогазовой смеси на входе в газовый теплообменник принимаем равной 2 °С.

Объемная доля NH_3 в бедной парогазовой смеси

$V_2 = P_2/P = 2.66/20 = 0.133.$

Объемная доля NH_3 в богатой парогазовой смеси

$V_д = P_0/P = 3.76/20 = 0.188.$

Весовая концентрация NH_3 на 1 кг газовой смеси:
а) в бедной парогазовой смеси, кг/кг,

$$J_2 = \frac{m_а \cdot V_2}{m_а \cdot V_2 + m_в \cdot (1 - V_2)} = \frac{17 \cdot 0.133}{17 \cdot 0.133 + 2 \cdot (1 - 0.133)} = 0.567;$$

б) в богатой парогазовой смеси, кг/кг,

$$J_д = \frac{m_а \cdot V_д}{m_а \cdot V_д + m_в \cdot (1 - V_д)} = \frac{17 \cdot 0.188}{17 \cdot 0.188 + 2 \cdot (1 - 0.188)} = 0.663,$$

где $m_а$, $m_в$ - молекулярный вес NH_3 и H_2.
Кратность циркуляции парогазовой смеси, кг/кг,

$$Z = \frac{1 - J_д}{J_д - J_2} = \frac{1 - 0.663}{0.663 - 0.567} = 3.52.$$

Теплоемкость парогазовой смеси, ккал/кг·°С,
а) бедной парогазовой смеси:

$C_{p2} = C_{pa} \cdot J_г + C_{pв} \cdot (1 - J_2),$

где C_{pa} - теплоемкость H_2 принимаем равной 3.41;

C_{pa} - теплоемкость NH_3 определяется по средней энтальпии при соответствующем давлении, начальной и конечной температурах (Розенфельд Л.Н., Ткачев Л.Г. "Холодильные машины и аппараты" - таблицы перегретых паров) и равна 0.548 ккал/кг·°С;

$C_{pг} - 0.548 \cdot 0.567 + 3.41 \cdot (1 - 0.567) = 1.77;$

б) богатой парогазовой смеси:

$C_{рд} = C_{ра} \cdot J_д + C_{ра} \cdot (1 - J_д) = 0.574 \cdot 0.663 + 3.41 \cdot (1 - 0.663) = 1.53$ ккал/кг·°С.

Потери холода на охлаждение бедной парогазовой смеси в испарителе на 1 °С, ккал/кг,

$$q_1 = C_{р2} \cdot Z = 1.77 \cdot 3.52 = 6.25.$$

Количество тепла, которое может быть подведено к богатой парогазовой смеси при нагреве на 1 °С, ккал/кг,

$$q_2 = C_{рд} \cdot (Z + 1) = 1.53 \cdot (3.52 + 1) = 6.9.$$

Количество тепла, подводимое к богатой парогазовой смеси в конце испарителя при перегреве ее с -2 °С до 2 °С, ккал/кг,

$$q_3 = q_2 \cdot \Delta t_п = 6.9 \cdot 4 = 27.6.$$

Количество тепла, которое может быть подведено к богатой парогазовой смеси за испарителем при перегреве ее с 2°С до 40°С, ккал/кг,

$$q_4 = q_2 \cdot \Delta t_п = 6.9 \cdot 38 = 262.$$

Количество тепла, отводимое богатой парогазовой смесью при переохлаждении жидкого NH_3 с 35°С до 5°С, ккал/кг,

$$q_н = i_{н1}' - i_{н2}' = 39 + 51 = 90.$$

Количество тепла, отводимое от бедной парогазовой смеси газовом теплообменнике богатой парогазовой смесью, ккал/кг,

$$q_{2t} = q_4 - q_н = 262 - 90 = 172.$$

Температура бедной парогазовой смеси при входе в испаритель, °С,

$$t_2 = t_2' - q_{2t}/q_1 = 45 - 172/6.25 = 17.2.$$

Количество тепла, подводимое бедной парогазовой смесью в испарителе при ее охлаждении с температуры 17.2°С до -10°С, ккал/кг,

$$\Delta q_0 = q_1 \cdot (t_2 - t_0) = 6.25 \cdot (17.2 + 10) = 170.$$

Количество тепла, которое могло бы быть подведено к парам NH_3, идущим из испарителя в абсорбер при подогреве их с 6°С до 40°С, ккал/кг,

$$q_5 = i_{10}'' - i_7'' = 328.9 - 299.85 = 29.05,$$

где i_{10}'' - энтальпия перегретых паров NH_3 при t = 40°С и P = 3.76 ата;

i_7'' - энтальпия паров NH_3 при средней t_0 = -6°С.

Холодопроизводительность 1 кг хладагента при отсутствии в машине выравнивающего газа, ккал/кг,

$$q_0 = i_7'' - i_6' + q_5 = 299.85 - 39 + 29.05 = 289.8.$$

Холодопроизводительность 1 кг с учетом потерь холода, вызываемых присутствием в машине выравнивающего газа, ккал/кг,

$$q_{0h} = i_7'' - i_{н2}' + q_3 - \Delta q_0 = 299.05 + 51 + 27.6 - 170 = 207.65.$$

Кратность циркуляции

$$g = \frac{\xi_e - \xi_a}{\xi_\tau - \xi_a} = \frac{0.998 - 0.148}{0.364 - 0.148} = 3.93.$$

Количество тепла, отводимое окружающим воздухом от абсорбера с учетом циркулирующей в нем парогазовой смеси, ккал/кг,

$$q_a = i_{10}'' - i_3' + g \cdot (i_3' - i_4'') - Z \cdot C_{рг} \cdot \Delta t_a = 328.9 - 0.785 +$$

$$+3.93 \cdot (0.785 + 5) - 3.52 \cdot 1.77 \cdot 5 = 319.65.$$

Коэффициент полезного действия парогазового цикла:

$$\eta = q_{0h}/q_0 = 207.65/289.8 = 0.717.$$

Выбор параметров процессов водоаммиачного цикла машины

Для обеспечения концентрации слабого раствора $\xi = 0.148$ высшую температуру в генераторе принимаем равной 170°С. Температуру конденсации хладагента принимаем равной 45°С. Низшую температуру ректификации принимаем на 12°С выше температуры конденсации, то есть 57°С.

Расчет процессов водоаммиачного цикла машины с выравнивающим газом

Количество тепла, отводимое окружающим воздухом от конденсатора, ккал/кг,

$$q_k = i_5 - i_6' = 315.07 - 51.4 = 263.67.$$

Количество тепла, отводимое воздухом от жидкостного трубопровода, соединяющего конденсатор с газовым теплообменником, ккал/кг,

$$q_{u1} = i_6' - i_6'' = 51.4 - 39 = 12.4;$$

$i_6'' = 39$ при $t_{ж.NH3\ на\ входе\ в\ т/о} = 35$.

Количество тепла, подводимое слабым раствором к крепкому, ккал/кг,

$$q_{ж.т.} = (g - 1)\cdot(i_2 - i_3) = (3.93 - 1)\cdot(150 - 6.43) = 421.$$

Энтальпия крепкого раствора на выходе из жидкостного теплообменника, ккал/кг,

$$i_1' = i_4 + q_{ж.т}/g = -5 + 421/3.93 = 102.$$

Удельное количество флегмы, стекающей из воздушного ректификатора в генератор, кг/кг,

$$R = \frac{\xi_e'' - \xi_{e1}''}{\xi_{e'}'' - \xi_{e1'}} = \frac{0.998 - 0.836}{0.836 - 0.264} = 0.284.$$

Количество тепла, отводимое от ректификатора воздухом, ккал/кг,

$q_R = (1 + R)\cdot i_R'' - i_b' - R\cdot i_d' = (1 + 0.284)\cdot 418.8 - 316.9 - 0.284\cdot 105.4 = 190.$

Количество тепла, затрачиваемое на выпаривание 1 кг хладагента в генераторе, ккал/кг,

$q_{hR} = i_b'' - i_2' + g\cdot(i_2' - i_1') + q_R = 316.9 - 150 + 3.93\cdot(150 - 102) + 190 = 549.90.$

Тепловой баланс

Тепло, подводимое:

к генератору	q_{hR} = 549.90 ккал/кг
к испарителю	$q_{ои}$ = 221.65 ккал/кг
Итого:	771.55 ккал/кг

Тепло, отводимое:

от абсорбера	q_a = 319.65 ккал/кг
от конденсатора	q_k = 263.67 ккал/кг
от ректификатора	q_R = 190.10 ккал/кг
Итого:	773.42 ккал/кг

Значения параметров точек, необходимых для расчёта рабочих процессов парогазового кругооборота, сведены в табл. 7.1.

Значения параметров точек, необходимых для расчёта рабочих процессов водоаммиачного цикла машины, сведены в табл. 7.2.

Таблица 7.1

Состояние вещества	Обозначение	Температура, °С	Давление		Концентрация		Энтальпия	
			общее	парциальное	пара	жидкости	пара	жидкости
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Жидкий хладагент при входе до теплового контакта с трубкой ответвленного потока	6'	35	20	20		0.998	307.9	39

Продолжение табл. 7.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Жидкий хладагент перед входом в испаритель	6"	5	20			0.998		-51
Хладагент в начале испарителя	7-10	-10	20	2.96		299.05		-10.68
Хладагент в конце испарителя	7-2	-2	20	4.06		300.98		
Богатая парогазовая смесь при выходе из испарителя	8	2	20	3.76				
Богатая парогазовая смесь при входе в абсорбер	10	40	20	3.76		328.9		-18.6
Бедная парогазовая смесь при выходе из теплообменника	12		20	2.66				
Слабый раствор при входе в абсорбер	3	50	20	2.36	0.954	0.148	348.15	0.785
Крепкий раствор при выходе из абсорбера	4	50	20	3.46	0.979	0.364	333.18	-5
Пар при входе в конденсатор	5	55	20	20	0.998	0.862	315.07	38.8
Бедная парогазовая смесь при выходе из абсорбера	11	45	20	2.66			335.03	-10.6

Таблица 7.2

Состояние вещества	Обозначение	Температура, °С	Давление		Концентрация аммиака		Энтальпия	
			общее	парциальное	пара	жидкости	пара	жидкости
Слабый раствор при выходе из генератора	2	170	20	20		0.148	501.33	150
Слабый раствор на выходе из жидкостного теплообменника	3	85	20	2.36		0.148		6.43
Пар и равновесный ему раствор при выходе из генератора	d	140	20	20	0.836	0.264	418.8	105.4
Пар и равновесный ему раствор при выходе из ректификатора	b	57	20		0.998	0.862	316.9	34.5
Жидкий хладагент при выходе из конденсатора	6	45	20	20		0.998		51.4

Коэффициенты холодильной машины

Теоретический тепловой коэффициент общего практического цикла без учета потерь, вызываемых присутствием инертного газа:

$$\zeta_I = q_0/q_{hR} = 289.8/549.9 = 0.527.$$

Расчетный тепловой коэффициент общего практического цикла машины с учетом присутствия выравнивающего газа, но без учета внешних потерь:

$$\zeta = q_{0и}/q_{hR} = 221.65/549.9 = 0.404.$$

Действительный тепловой коэффициент машины будет несколько отличаться от расчетного вследствие потерь тепла "горячим" узлом машины (генератор - жидкостный теплообменник) и холода газовым теплообменником.

На основе опытных данных принимаем потери тепла "горячим" узлом равными ≈ 15% от тепла, подводимого к генератору; потери холода газовым теплообменником равными 10% от тепла, подводимого к генератору; потери холода газовым теплообменником равными 10% от тепла, подводимого к испарителю.

Действительный расход тепла в генераторе на 1 кг хладагента составит, ккал/кг,

$$Q_{hg} = q_{hR}/0.85 = 549.9/0.85 = 646.$$

Действительная холодопроизводительность 1 кг хладагента составит, ккал/кг,

$$g_{08} = 0.9 \cdot q_{0и} = 0.9 \cdot 221.65 = 199.0.$$

Действительный тепловой коэффициент машины при принятых расчетных данных:

$$\zeta_д = Q_{08}/q_h = 199/646 = 0.309.$$

Действительный КПД машины:

$$\eta = \zeta_д/\zeta_I = 0.308/0.527 = 0.583.$$

Определение тепловых нагрузок или производительности аппаратов

Для определения тепловых нагрузок аппаратов машины определим количество циркулирующего (испаряющегося) хладагента через испаритель в час при холодопроизводительности машины Q_0 = 14 ккал/час и холодопроизводительности 1 кг хладагента $q_{0д}$ = 199 ккал/кг, кг/час,

$$G = Q_0/q_{0g} = 14/199 = 0.0704.$$

Производительность отдельных аппаратов, ккал/час,

$Q = q \cdot G$,

где q - холодопроизводительность отдельных аппаратов на 1 кг хладагента

Абсорбер	$Q_a = 0.0704 \cdot 319.65 = 22.4$ ккал/час
Газовый теплообменник	$Q_{г.т.} = 0.0704 \cdot 172 = 12.1$ ккал/час
Жидкостный теплообменник	$Q_{ж.т.} = 0.0704 \cdot 421 = 29.6$ ккал/час
Конденсатор	$Q_к = 0.0704 \cdot 263.67 = 18.5$ ккал/час
Воздушный ректификатор	$Q_{вR} = 0.0704 \cdot 190.1 = 13.35$ ккал/час
Генератор	$Q_{hR} = 0.0704 \cdot 549.9 = 38.5$ ккал/час

Тепловой расчет и конструирование аппаратов абсорбционно-диффузионной холодильной машины

Испаритель

Принятая конструкция испарителя представляет собой оребренную трубку (ребра прямые):

Ш16×1.6; 4 трубки l = 140 мм; $H_р$ = 25 мм;
$b_р$ = 48.5 мм; $S_р$ = 10.

Холодопроизводительность испарителя Q_0 = 14 ккал/час.

Определение поверхности испарителя производим по средним и средневзвешенным параметрам и величинам, характеризующим теплоотдачу от воздуха в камере к поверхности испарите-

теля, теплоотдачу от внутренней поверхности испарителя к пото. кам хладагента и парогазовой смеси, а также процесс испарения.

Теплопередающая поверхность испарителя, м^2,

$$F_и = \frac{Q_{0и}}{K_и \cdot \Theta_m},$$

где Θ_m - разность температур между средневзвешенной температурой в холодильной камере и средней температурой испарителя, °С;

$\Theta_m = t_k - t_0 = 7 - (-6) = 13.$

Коэффициент теплопередачи, ккал/м^2·час·°С,

$$K = 0.9 \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{S}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{F_2}{F_1}},$$

где α_1 - коэффициент теплоотдачи от воздуха к поверхности испарителя принимаем равным 10 ккал/м^2·час·°С;

$\alpha_1 = 10$ ккал/м^2·час·°С.

Термическое сопротивление δ/λ не учитывается ввиду очень незначительной толщины трубки;

α_2 - коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности стенки канала и испаряющегося хладагента к движущейся парогазовой смеси, ккал/м^2·час·°С.

$\alpha_2 = 0.75 \cdot \alpha_x$ $\alpha_x = 200$ ккал/м^2·час·°С (принимаем по приближенным значениям).

Коэффициент 0.75 учитывает то, что поверхность смачиваемая жидким хладагентом, составит около75% внутренней поверхности испарителя.

$\alpha_2 = 0.75 \cdot 200 = 150.$

F_1 - внутренняя поверхность испарителя, м^2,

$F_1 = 3.14 \cdot 16 \cdot 140 \cdot 4 \cdot 10^{-6} = 2.8 \cdot 10^{-2}$.

F_2 - оребренная поверхность испарителя, м^2,

$F_2 = 3.14 \cdot 16 \cdot 140 \cdot 4 \cdot 10^{-6} + 25 \cdot 48 \cdot 5 \cdot 2 \cdot 16 \cdot 4 \cdot 10^{-6} = 17.8 \cdot 10^{-2}$.

Коэффициент оребрения поверхности испарителя

$\rho = F_2/F_1 = 17.8 \cdot 10^{-2}/(2.8 \cdot 10^{-2}) = 7.9$.

Коэффициент теплопередачи испарителя, ккал/м^2·час·°С,

$$K = \frac{1}{\frac{1}{10} + \frac{7.9}{150}} = 6.55.$$

Теплопередающая поверхность испарителя, м^2,

$$F_и = \frac{Q_{0и}}{K_и \cdot \Theta_m} = \frac{14}{6.55 \cdot 13} = 0.164.$$

Холодопроизводительность конструктивно принятой поверхности испарителя, ккал/час,

$Q_0 = 6.55 \cdot 0.17 \cdot 13 = 15.2$,

то есть отвечает потребной холодопроизводительности.

Конденсатор

Конструкцию конденсатора принимаем в виде оребренной трубки Ш11×1.0. Ребра прямые $h_р$ = 45мм, $b_р$ = 33мм, $\delta_р$ = 0.6мм. Расстояние между ребрами 6.5мм, $Z_р$ = 36.

Производительность конденсатора 18.5 ккал/час.

Теплопередающая поверхность конденсатора подсчитывается по формуле, м^2,

$$F_k = \frac{Q_k}{K_k \cdot \Delta t},$$

где Q_k - производительность конденсатора;

K_k - коэффициент теплопередачи конденсатора;

Δt - температурный перепад между основной поверхностью (трубой) конденсатора и окружающим воздухом.

Ввиду незначительных сопротивлений со стороны стенки трубы, последние при определении коэффициента теплопередачи не учитываются:

$$K_k = 0.9 \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{F_1}{F_2}},$$

где α_1 - коэффициент теплоотдачи от конденсируемого агента к стенке трубы;

α_2 - коэффициент теплоотдачи от ребристой поверхности к воздуху;

0.9 - коэффициент ухудшения теплоотдачи в связи с рёбрами насаженными, а не монолитными.

Коэффициент теплоотдачи от холодильного агента к стенке трубы рассчитывается по формуле для конвективного теплообменника при изменении агрегатного состояния:

$$\alpha_1 = 1.26 \cdot M \cdot g^{0.5} \cdot l^{0.35} \cdot d^{-0.25}$$

(Розенфельд Л.М., Ткачёв А.Т. "Холодильные машины и аппараты", стр. 338).

Расчётный коэффициент M принимаем по графику Городинской для NH_3 $M = 5.6$.

Тепловой поток подсчитываем ориентировочно, задавшись $K = 60$ и длину трубы приняв 1.5 м, ккал/м^2,

$$q = k \cdot \Theta_m,$$

$$\Theta_m = \frac{(t_c - t_в) - (t_и - t_{в'})}{2.3 \cdot \lg \frac{t_c - t_в}{t_и - t_{в'}}},$$

где t_c - температура агента при входе в оребрённую часть конденсатора, принимаем равной 52 °С;

t_b - температура воздуха, поступающего в конденсатор, равная 32 °С;

$t_в'$ - температура нагретого воздуха, уходящего из конденсатора, равная 36 °С;

$t_н$ - температура наружной стенки трубы, принимаем равной 48 °С.

Средняя температура воздуха, омывающего конденсатор:

$$t_в = (32+36)/2 = 34 \text{ °С};$$

$$\Delta t = \frac{(52-32)-(48-36)}{2.3 \cdot \lg \frac{52-32}{48-36}} = 15.3 \text{ °С};$$

$$q = 60 \cdot 15.3 = 918 \text{ ккал/час};$$

$$\alpha_1 = 1.26 \cdot 5.6 \cdot 918^{0.5} \cdot 1.5^{0.35} \cdot 0.011^{-0.25} = 757 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{°С}.$$

Коэффициент теплоотдачи от ребристой поверхности принимаем $\alpha_2 = 10$ ккал/м^2·час·°С.

Поверхность гладкой трубы конденсатора, м^2,

$$F_1 = 3.14 \cdot 11 \cdot 240 \cdot 2 \cdot 10^{-6} = 1.65 \cdot 10^{-2}.$$

Поверхность оребренной трубы конденсатора, м^2,

$$F_2 = 3.14 \cdot 11 \cdot 240 \cdot 2 \cdot 10^{-6} + 45 \cdot 36 \cdot 2 \cdot 38 \cdot 10^{-6} = 12.25 \cdot 10^{-2}.$$

Коэффициент теплопередачи конденсатора, ккал/м^2·час·°С,

$$K_k = 0.9 \cdot \frac{1}{\frac{1+1 \cdot 1.65 \cdot 10^{-2}}{10 \cdot 12 \cdot 25 \cdot 10^{-2}}} = 63.$$

Теплопередающая поверхность конденсатора, м^2,

$$F_k = \frac{Q_k}{K_k \cdot \Delta t} = \frac{18.5}{63 \cdot (50-32)} = 0.0159.$$

Расчетная длина оребренной трубы конденсатора, м,

$$l = \frac{0.0159}{3.14 \cdot 0.011} = 0.460.$$

Конструктивно принятая длина оребренной части конденсатора $l = 0.48$ м.

Абсорбер

Принятая конструкция абсорбера представляет собой трубу Ш16×1.6, $l = 3500$ мм.

Производительность абсорбера 22.4 ккал/час.

Теплопередающую поверхность абсорбера определяем по формуле, м^2:

$$F_a = \frac{Q_a}{K_a \cdot \Theta_m},$$

где Θ_m - разность температур окружающего воздуха и поверхности абсорбера.

Коэффициент теплопередачи абсорбера, ккал/м^2·час·°С,

$$K_a = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

где α_1 - коэффициент теплоотдачи со стороны парогазовой смеси и раствора к стенке канала;

α_2 - коэффициент теплоотдачи от внешней поверхности абсорбера к воздуху.

Так как толщина стенки трубки незначительна, применяем формулу коэффициента теплопередачи для плоской стенки.

Коэффициент теплоотдачи со стороны раствора и парогазовой смеси к стенке канала:

$$\alpha_1 = 0.9 \cdot \alpha_{см} + 0.1 \cdot \alpha_р,$$

где 0.1 - доля смачивания периметра канала раствором при заполнении объема абсорбера в расчете 5%, причем толщина слоя раствора по оси канала будет около 2мм.

Для водоаммиачного раствора коэффициент теплоотдачи принимаем 150 ккал/м^2·час·°С.

Коэффициент теплоотдачи от парогазовой смеси принимаем 60 ккал/м^2·час·°С.

Коэффициент теплоотдачи от потоков парогазовой смеси и раствора к внутренней поверхности абсорбера, ккал/м^2·час·°С,

$$\alpha_1 = 0.9 \cdot \alpha_{см} + 0.1 \cdot \alpha_р = 0.9 \cdot 60 + 0.1 \cdot 150 = 69.$$

Коэффициент теплоотдачи от внешней поверхности абсорбера к окружающему воздуху принимаем:

$$\alpha_2 = 10 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot {}^\circ\text{С}.$$

Коэффициент теплопередачи абсорбера, ккал/м^2·час·°С,

$$K_a = \frac{1}{\frac{1}{69} + \frac{1}{10}} = 8.75.$$

Среднелогарифмическая разность температур между температурами абсорбции и охлаждаемого воздуха, °С,

$$\Theta_m = \frac{(50-32)-(55-40)}{2.3 \cdot \lg \frac{18}{15}} = 16.5.$$

Теплопередающая поверхность абсорбера, м^2,

$$F_a = \frac{Q_a}{K_a \cdot \Theta_m} = \frac{22.4}{8.75 \cdot 16.5} = 0.155.$$

Поверхность абсорбера, принятая конструктивно, равна 0.175 м^2. Эта поверхность обеспечивает необходимые условия процессов как теплообмена, так и массообмена.

Расчёт абсорбционно-диффузионного агрегата "Морозко-2" проведён по нормали завода без изменений принятых в ней обозначений и системы единиц.

Абсорбционная холодильная машина периодического действия

Схема холодильной машины представлена на рис. 7.3.

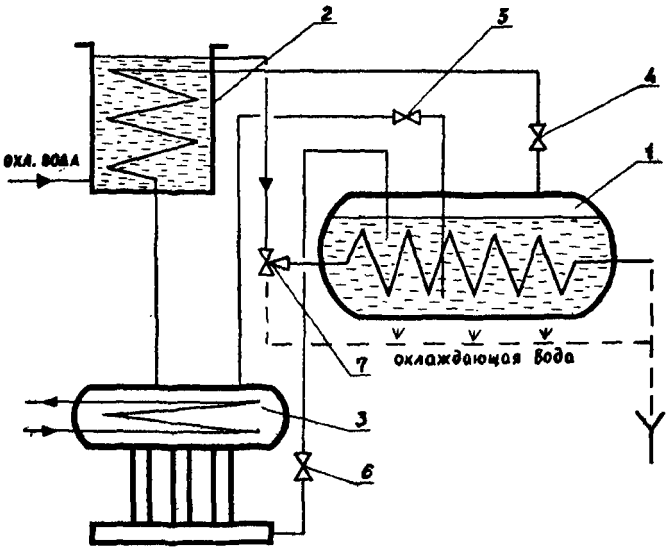


Рис.7.3. Схема абсорбционной холодильной машины периодического действия:
1 - генератор-абсорбер; 2 - конденсатор; 3 - испаритель;
4,5,6 - запорные вентили; 7 - трехходовый вентиль

Период работы холодильной машины состоит из двух частей – зарядки и разрядки.

Во время зарядки сосуд 1 выполняет роль генератора-кипятильника. Он заполнен крепким водоаммиачным раствором и обогревается внешним источником.

Выделившийся пар поступает в конденсатор 2, который охлаждается водой.

Образовавшийся при конденсации жидкий аммиак собирается в испарителе 3. За 1.5-2.5 часа обогрева можно накопить массу аммиака, достаточную для охлаждения объекта в период разрядки в течение 10-12 часов.

В период разрядки обогрев кипятильника прекращается и трехходовый вентиль переключается так, что охлаждающая вода начинает подаваться по змеевику сосуда 1, охлаждая находящийся в нем раствор, обедненный в процессе выпаривания.

В период зарядки вентиль 4 открыт, а вентиль 5 закрыт.

В период разрядки машины вентиль 4 закрыт, а вентиль 5 открыт.

Раствор, охлажденный в сосуде 1, поглощает пары из испарителя, давление в системе падает, и аммиак начинает кипеть при низкой температуре.

Сосуд 1 в период разрядки выполняет роль абсорбера.

Вентиль 6 на нижней трубке служит для периодического удаления остатка неиспарившейся жидкости, постепенно накапливающейся в испарителе.

Остаток жидкости удаляют из испарителя при закрытых вентилях 4 и 5 и открытом вентиле 6 благодаря интенсивному обогреву испарителя.

Машину периодического действия можно автоматизировать, заменив вентили 4 и 5 гидравлическими затворами.

Переключение периодов зарядки и разрядки также может быть автоматизировано.

Процессы в машине периодического действия осуществляются без теплообменника, поэтому тепловой коэффициент ее сравнительно мал.

Кроме того, инерционность процесса охлаждения, которая обусловливает медленное понижение давления в системе и поглощение части паров до достижения давления кипения, ведет к потере холодопроизводительности.

При электрическом обогреве расход электроэнергии значительно больше, чем в компрессорной холодильной машине.

Достоинствами абсорбционной холодильной машины периодического действия являются простота конструкции, возможность использования в качестве греющего источника любого бросового тепла и вида топлива.

Как видно из описания принципа действия, основные процессы, происходящие в элементах холодильной машины, являются нестационарными.

Этот факт определяет особенности ее расчета.

При построении цикла в диаграмме ξ-i и проведении расчета вводится ряд упрощений, о которых будет сказано ниже.

Целью расчета цикла является определение тепловых нагрузок, теплового коэффициента.

Исходные данные:

Холодопроизводительность	Q_0, кВт, (кДж/цикл)
Температура кипения	t_0, °С
Температура греющего источника	t_h, °С
Температура охлаждающей воды	t_w, °С

Температура конденсации, °С,

$$t_k = t_w + \Delta t\,. \tag{7.1}$$

Давление конденсации и кипения определяется при условии $\xi_d = 1$.

С учетом сопротивления гидравлического затвора в расчет принимается превышение давления конденсации, МПа,

$$P_k^{\max} = P_k + \Delta P. \tag{7.2}$$

Температура раствора в конце процесса выпаривания, °С,

$$t_2 = t_h - \Delta t. \tag{7.3}$$

Температура раствора в конце процесса абсорбции, °С,

$$t_4 = t_w + \Delta t. \tag{7.4}$$

Изображение процессов в диаграмме ξ-i представлено на рис. 7.4.

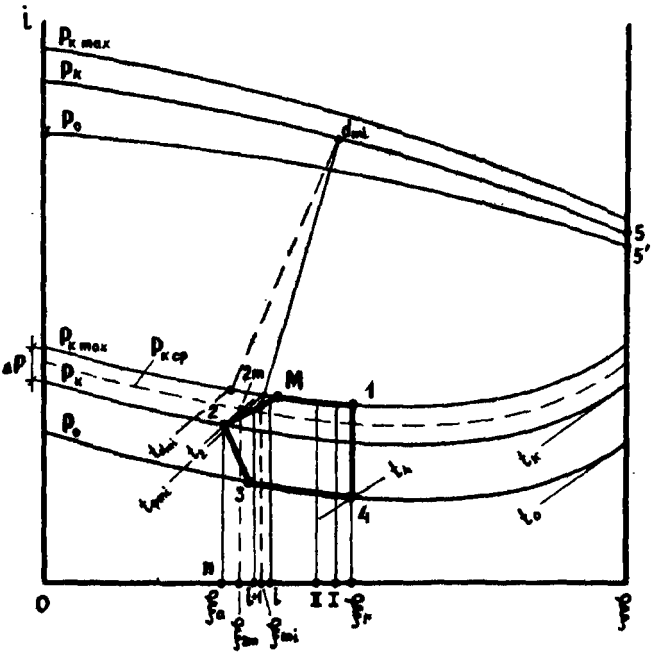


Рис. 7.4. Цикл абсорбционной холодильной машины периодического действия

В начале процесса зарядки крепкий раствор нагревается до состояния насыщения (точка 1) при давлении P_k^{max}.

Процесс кипения происходит практически при постоянном давлении до момента поступления пара в конденсатор (точка *M*). Далее давление в генераторе постепенно снижается до $P_к$ и процесс кипения изображается линией *M*-2.

В состоянии 2 (начало процесса разрядки) слабый раствор начинает охлаждаться, одновременно поглощая часть пара, выделяющегося в испарителе при изменении давления от P_k до P_0 (процесс 2-3).

Промежуточное состояние 3 определяется из уравнения материального баланса процесса смешения.

Масса пара, выделившегося из 1 кг жидкого агента при падении давления от P_k до P_0, кг/кг,

$$Z = \frac{i_6 - i_7}{i_8 - i_7}. \tag{7.5}$$

Кратность циркуляции в цикле:

$$f = \frac{1 - \xi_a}{\xi_r - \xi_a}. \tag{7.6}$$

Уравнение материального баланса:

$$(f - 1)\cdot\xi_a + Z\cdot 1 = (f - 1 + Z)\cdot\xi_3,$$

$$\xi_3 = \frac{(f - 1)\cdot\xi_a + Z}{f - 1 + Z}. \tag{7.7}$$

Далее предполагается, что процесс абсорбции идет с отводом тепла при постоянном давлении.

Для получения пара концентрации близкой к единице в схему включается дефлегматор (рис. 7.5).

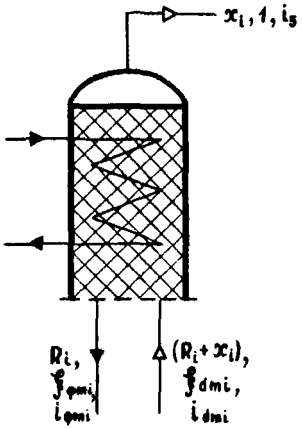


Рис.7.5. Схема дефлегматора и обозначение потоков рабочего тела

Особенностью работы дефлегматора является то, что в него в процессе выпаривания раствора поступает пар переменной концентрации.

Расчет тепловой нагрузки дефлегматора ведется приближенно.

Интервал дегазации условно делится на i участков и дефлегматор рассматривается в работе с каждым участком генератора.

Кратность циркуляции раствора для каждого участка:

$$f_1 = \frac{1-\xi_1}{\xi_r - \xi_1}; f_2 = \frac{1-\xi_2}{\xi_1 - \xi_2}; f_3 = \frac{1-\xi_3}{\xi_2 - \xi_3} \ldots$$
$$\ldots f_i = \frac{1-\xi_i}{\xi_{i-1} - \xi_i}. \qquad (7.8)$$

Масса пара, образовавшегося на каждом участке, определяется из уравнения материального баланса элемента генератора:

I участок: $f \cdot \xi_r = x_1 + (f - \xi_1) \cdot \xi_1;$

$$x_1 = f \cdot \frac{\xi_r - \xi_1}{1-\xi_1} = \frac{f}{f_1}. \qquad (7.9)$$

II участок: $(f - x_1) \cdot \xi_1 = x_2 + (f - x_1 - x_2) \cdot \xi_2;$

$$x_2 = (f - x_1) \cdot \frac{\xi_1 - \xi_2}{1-\xi_2} = \frac{f - x_1}{f_2}. \qquad (7.10)$$

III участок:

$$x_3 = \frac{f - x_1 - x_2}{f_3}. \qquad (7.11)$$

i-ый участок:

$$x_i = \frac{f - \sum_{1}^{i-1} x_i}{f_i}. \qquad (7.12)$$

Средняя концентрация на i-ом участке

$$\xi_{mi} = \frac{\xi_i + \xi_i + 1}{2}. \qquad (7.13)$$

Средняя концентрация флегмы - $\xi_{\Phi mi}$, средняя концентрация пара, образовавшегося на i-ом участке - ξ_{dmi} определяется из условия:

$$t_{dmi} - t_{\Phi mi} = (2 \div 5)\ ^{\circ}\text{C}. \qquad (7.14)$$

Масса флегмы определяется из уравнения материального баланса дефлегматора:

$$(R_i + x_i)\cdot\xi_{dmi} = x_i + R_i\cdot\xi_{\Phi mi};$$

$$R_i = x_i\cdot\frac{1 - \xi_{dmi}}{\xi_{dmi} - \xi_{\Phi mi}}. \qquad (7.15)$$

Удельная тепловая нагрузка дефлегматора определяется из уравнения теплового баланса дефлегматора, кДж/кг,

$$(R_i + x_i)\cdot i_{dmi} = x_i\cdot i_5 + R_i\cdot i_{\Phi mi} + \Delta q_{Ri};$$

$$\Delta q_{Ri} = x_i\cdot(i_{dmi} - i_5) + R_i\cdot(i_{dmi} - i_{\Phi mi}). \qquad (7.16)$$

Суммарная удельная тепловая нагрузка дефлегматора кДж/кг,

$$q_R = \sum_{i=1}^{i=n}\Delta q_{Ri}. \qquad (7.17)$$

Расход тепла на подогрев раствора, кДж/кг,

$$q_h' = f\cdot(i_1 - i_4). \qquad (7.1.)$$

Расход тепла на выпаривание раствора, кДж/кг,

$$q_h'' = i_5 - i_{2m} + f\cdot(i_{2m} - i_1) + q_R, \qquad (7.1.)$$

где $2m$ - состояние слабого раствора при среднем давлении P_k;

$$f = \frac{1 - \xi_{2m}}{\xi_r - \xi_{2m}}. \quad (7.20)$$

Суммарная удельная тепловая нагрузка генератора, кДж/кг,

$$q_h = q_h' + q_h''. \quad (7.21)$$

Удельная тепловая нагрузка конденсатора, кДж/кг,

$$q_k = i_5 - i_6. \quad (7.22)$$

Удельная холодопроизводительность, кДж/кг,

$$q_0 = (1 - Z)\cdot(i_5' - i_7). \quad (7.23)$$

Количество тепла абсорбции, отведенное при понижении давления с P_k до P_0, кДж/кг,

$$q_a' = Z\cdot(i_5' - i_3) + (f - 1)\cdot(i_2 - i_3). \quad (7.24)$$

Количество тепла абсорбции, отведенное в процессе получения холодильного действия, кДж/кг,

$$q_a'' = (1 - Z)\cdot(i_5' - i_3) + f\cdot(i_3 - i_4). \quad (7.25)$$

Суммарная удельная тепловая нагрузка абсорбера, кДж/кг,

$$q_a = q_a' + q_a''. \quad (7.26)$$

Тепловой баланс цикла холодильной машины:

$$q_h + q_0 = q_a + q_R + q_k. \quad (7.27)$$

Тепловой коэффициент:

$$\zeta = q_0/q_h. \qquad (7.28)$$

На основании теплового расчета цикла ведется расчет холодильной машины, в котором определяются полные тепловые нагрузки аппаратов, величины теплообменных поверхностей в зависимости от предполагаемых конструкций элементов.

Особенности данного расчета заключаются в следующем:

при определении массы отгоняемого холодильного агента вводится коэффициент, учитывающий дополнительную массу холодильного агента, необходимую для повышения давления в паровом пространстве системы и для покрытия потерь вследствие теплопритока в процессе разрядки через изоляцию ресивера испарителя, $\mu = 1.03 \div 1.06$;

в расчете полного количества раствора в генераторе-абсорбере необходимо учитывать количество жидкого холодильного агента, поступающего в него из испарительной части, которое зависит от конструкции испарителя;

определение полных тепловых нагрузок аппаратов ведется с учетом времени зарядки и разрядки, которые принимаются по условиям работы машины с учетом ее назначения.

ЛЕКЦИЯ ВОСЬМАЯ

Тема: *"Абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина. Теоретический и действительный циклы в диаграмме ξ-i. Тепловой расчет холодильной машины."*

Абсорбционные бромистолитиевые холодильные машины используются в технике для получения технологической холодной воды и в системах кондиционирования воздуха.

Работа бромистолитиевой холодильной машины отвечает принципу действия абсорбционных холодильных машин, рассмотренному в начале курса.

Процессы, происходящие в машине, имеют следующие особенности:

холодильным агентом является вода, поглотителем бромистый литий, поэтому получение холодильного действия связано с работой под глубоким вакуумом;

холодильный агент и поглотитель несоиспаримы, поэтому процессы в конденсаторе и испарителе осуществляются чистым водяным паром и водой;

концентрация раствора определяется не по холодильному агенту, а по бромистому литию.

Простейшая схема бромистолитиевой абсорбционной холодильной машины представлена на рис. 8.1.

Водяной пар, образовавшийся в испарителе, поступает в абсорбер и поглощается в нем крепким раствором бромистого лития, в результате чего образуется слабый раствор.

С помощью насоса слабый раствор из абсорбера через теплообменник растворов подаётся в генератор, где в результате нагрева происходит процесс десорбции - разделение раствора с выделением водяного пара.

В конденсаторе за счет охлаждения водой происходит сжижение водяного пара и образовавшаяся вода через регулирующий вентиль поступает в испаритель.

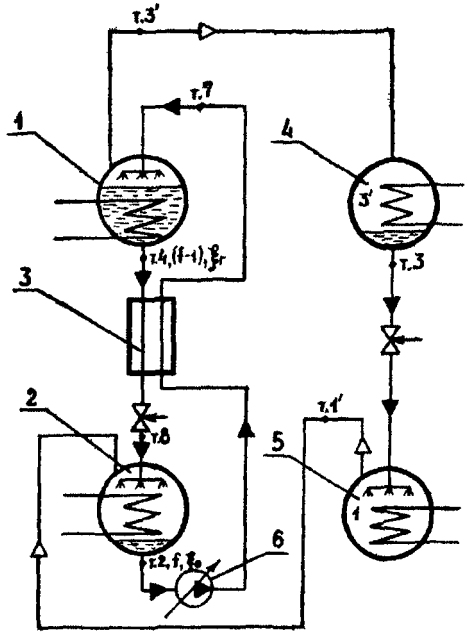


Рис.8.1. Схема абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины:

1 - генератор; 2 - абсорбер; 3 - теплообменник;

4 - конденсатор; 5 - испаритель; 6 - насос

При снижении давления от P_k до P_0 из распыленного потока воды в испарителе происходит испарение части ее массы, за счет чего охлаждается остальная часть, которая, в свою очередь, охлаждает промежуточный хладоноситель.

Особенность в обозначении потоков связана с определением концентрации по поглотителю:

крепкий раствор содержит больше LiBr;

слабый раствор содержит больше H_2O.

Сохраняя понятие кратности циркуляции, обозначают поток раствора, поступающего в генератор - f; выходящего из генератора - $(f - 1)$; пара, выходящего из генератора - 1. По аналогии с водо-

аммиачной холодильной машиной вводится обозначение точек цикла, относящихся к крепкому и слабому растворам (рис. 8.2).

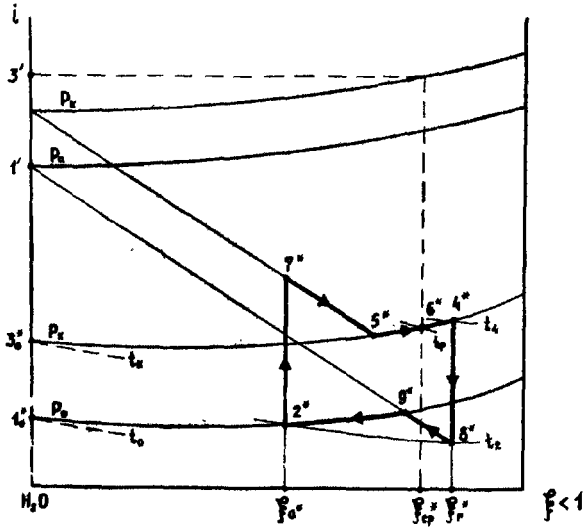


Рис.8.2. Теоретический цикл абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины

Исходными данными для расчета цикла являются:

Температура греющего источника t_h, °С

Температура охлаждающей среды $t_{о.с}$, °С

Температура охлаждаемого объекта $t_{охл}$, °С

Цель расчета - определение тепловых нагрузок аппаратов, теплового коэффициента.

Расчет цикла ведется по известной схеме:

температура конденсации, °С,

$$t_k = t_{о.с} + \Delta t\,; \qquad (8.1)$$

температура кипения, °С,

$$t_0 = t_{охл} - \Delta t\,. \qquad (8.2)$$

По значениям t_k и t_0 определяют давления P_k и P_0 для паров воды на линии насыщения.

В теоретическом цикле принимают величины давления в конденсаторе и генераторе, в испарителе и абсорбере равными соответственно $P_k = P_h$; $P_0 = P_a$.

Температура крепкого раствора, выходящего из генератора, °С,

$$t_4 = t_h - \Delta t \,. \tag{8.3}$$

Температура слабого раствора, выходящего из абсорбера, °С,

$$t_2 = t_{o.c} + \Delta t \,, \tag{8.4}$$

В теоретическом цикле предполагается полная рекуперация тепла в теплообменнике, поэтому

$$t_2 = t_8 \,. \tag{8.5}$$

Для определения состояния раствора, поступающего в генератор, составляют уравнения теплового баланса теплообменника, предварительно выразив через концентрации кратность циркуляции.

Уравнение материального баланса генератора:

$$f \cdot \xi_a = (f - 1) \cdot \xi_r + 1 \cdot 0 \,, \tag{8.6}$$

откуда

$$f = \frac{\xi_r}{\xi_r - \xi_a} \,. \tag{8.7}$$

Уравнения теплового баланса теплообменника:

$$(f - 1) \cdot (i_4 - i_8) = f \cdot (i_7 - i_2) \,, \tag{8.8}$$

$$i_7 = i_2 + \frac{f - 1}{f} \cdot (i_4 - i_8). \tag{8.9}$$

С учетом условия полной рекуперации тепла в теплообменнике состояние раствора, поступающего в генератор, определяется как влажный пар.

В верхнем сечении генератора влажный пар состояния 7 делится на две фракции - насыщенный раствор и насыщенный пар, положение которых в диаграмме определяется изотермой. Таким образом, процесс в генераторе обозначается линией 7*-5*-4*.

В абсорбере точкой 8 определяется состояние переохлажденного раствора, который приводится в контакт с паром, поступающим из испарителя. Линия процесса смешения - 8*-9*-1'*. Как видно из диаграммы, процесс абсорбции представляется линией 8*-9*-2*.

Теоретический цикл абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины обозначается точками: 2*-9*-8*-4*-5*-7*-2*.

Для удобства расчета определяют усредненное состояние раствора в генераторе, °С,

$$t_p = (t_4 + t_5)/2 \qquad (8.10)$$

и по нему значение концентрации $\xi_{ср}$.

Тепловой баланс генератора и удельная тепловая нагрузка генератора, кДж/кг,

$$q_h + f \cdot i_7 = (f - 1) \cdot i_4 + 1 \cdot i_3' , \qquad (8.11)$$

$$q_h = i_3' + f \cdot (i_4 - i_7) - i_4 . \qquad (8.12)$$

Тепловой баланс абсорбера и удельная тепловая нагрузка абсорбера, кДж/кг,

$$(f - 1) \cdot i_8 + 1 \cdot i_1' = f \cdot i_2 + q_a , \qquad (8.13)$$

$$q_a = i_1' + f \cdot (i_8 - i_2) - i_8 . \qquad (8.14)$$

Удельная тепловая нагрузка конденсатора, кДж/кг,

$$q_k = i_3' - i_3 . \qquad (8.15)$$

Удельная тепловая нагрузка испарителя (массовая холодопроизводительность), кДж/кг,

$$q_0 = i_1' - i_3 . \qquad (8.16)$$

Уравнение теплового баланса цикла:

$$q_n + q_0 = q_a + q_k.$$

Тепловой коэффициент:

$$\zeta = q_0/q_k\,. \qquad (8.17)$$

При расчете холодильной машины в исходные данные входит холодопроизводительность, и для аппаратов определяется полная тепловая нагрузка (тепловая производительность).

Масса холодильного агента, циркулирующего в системе, кг/с,

$$D = Q_0/q_0. \qquad (8.18)$$

Полные тепловые нагрузки в аппаратах, кВт,

$$Q_h = q_h \cdot D\,; \qquad (8.19)$$

$$Q_a = q_a \cdot D\,; \qquad (8.20)$$

$$Q_k = q_k \cdot D\,. \qquad (8.21)$$

Уравнение теплового баланса холодильной машины:

$$Q_h + Q_0 = Q_a + Q_k. \qquad (8.22)$$

Действительный цикл и рабочая схема абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины

Отличительные особенности рабочей схемы от теоретической заключаются в следующем:

1. В рабочей схеме и действительном цикле учитывается влияние глубокого вакуума, который устанавливается в аппаратах. Глубокий вакуум усиливает влияние гидростатического давления столба жидкости, характерного для аппаратов затопленного типа. Давление кипения и абсорбции при этом переменны по высоте аппарата, в связи с чем наблюдается недовыпаривание в генераторе и недонасыщение раствора в абсорбере.

2. Получение холодильного действия при использовании в качестве холодильного агента воды связано с большими объемами

пара, переходящего из одного аппарата в другой, что обусловливает большие потери давления на преодоление гидравлического сопротивления соединяющих трубопроводов. В рабочих условиях становятся значительными величины $\Delta P_г = P_k - P_h$ и $\Delta P_a = P_0 - P_a$.

3. В действительной холодильной машине наблюдаются потери тепла в окружающую среду.

Перечисленные выше отличительные особенности определяют конструктивное решение рабочей схемы бромистолитиевой абсорбционной холодильной машины (рис. 8.3).

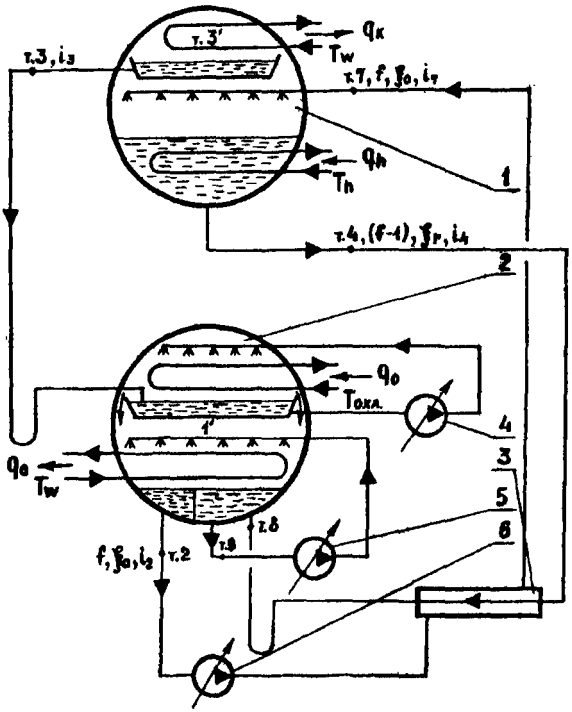


Рис.8.3. Рабочая схема абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины с аппаратами затопленного типа:
1 - генератор-конденсатор; 2 - испаритель-абсорбер;
3 - теплообменник растворов; 4,5,6 - насосы

Как видно из схемы, для уменьшения влияния гидравлического сопротивления соединительных трубопроводов аппараты холодильной машины попарно объединены в одном корпусе: генератор с конденсатором, абсорбер с испарителем.

Как показали исследования, при таком конструктивном решении достаточно точно устанавливаются равенства $P_k = P_h$; $P_0 = P_a$.

При кипении раствора в генераторе влияние гидростатического давления столба жидкости сохраняется, поэтому наблюдается недовыпаривание, определяемое разностью концентраций:

$$\Delta\xi_r = \xi_r^* - \xi_r. \qquad (8.23)$$

Наличие конечной скорости абсорбции, ограничения поверхности и времени контакта фаз в абсорбере обусловливают недонасыщение, определяемое разностью

$$\Delta\xi_a = \xi_a - \xi_a^*. \qquad (8.24)$$

Значения $\Delta\xi_r$ и $\Delta\xi_a$ зависят от параметров работы машины.

Действительный цикл абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины представлен на рис. 8.4.

Параметры узловых точек, °С,

$$t_0 = t_{охл} - \Delta t \qquad (8.25)$$

$$t_k = t_{о.с} + \Delta t \qquad (8.26)$$

$$t_4 = t_h - \Delta t \qquad (8.27)$$

$$t_2 = t_{о.с} + \Delta t. \qquad (8.28)$$

Действительное значение концентрации крепкого раствора с учетом недовыпаривания:

$$\xi_r = \xi_r^* - \Delta\xi_r. \qquad (8.29)$$

Действительное значение концентрации слабого раствора с учетом недонасыщения:

$$\xi_a = \xi_a^* + \Delta\xi_a. \qquad (8.30)$$

Предельное значение концентрации крепкого раствора - 64%. При больших значениях концентрации начинается кристаллизация бромистого лития.

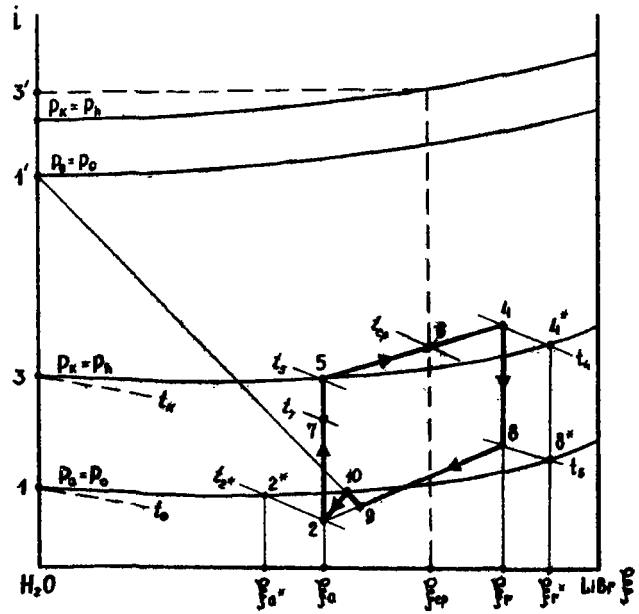


Рис.8.4. Цикл абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины с аппаратами затопленного типа

Если величина ξ_r окажется больше 64%, то необходимо изменять температуру крепкого раствора t_4 путем изменения температурного напора (8.26) до тех пор, пока ξ_r не станет меньше 64%, либо сделать заключение о том, что имеющийся источник тепла не может быть использован в качестве греющего для генератора холодильной машины.

При наличии конечной разности температур на холодной стороне теплообменника температура крепкого раствора на выходе из него, °С:

$$t_8 = t_2 + \Delta t\,. \qquad (8.31)$$

Кратность циркуляции раствора:

$$f = \frac{\xi_r}{\xi_r - \xi_a} . \qquad (8.32)$$

Состояние раствора 7, поступающего в генератор, определяется из уравнения теплового баланса теплообменника:

$$(f - 1)\cdot(i_4 - i_8) = f\cdot(i_7 - i_2) , \qquad (8.33)$$

$$i_7 = i_2 + \frac{f-1}{f}\cdot(i_4 - i_8) . \qquad (8.34)$$

С учетом недорекуперации тепла в теплообменнике состояние слабого раствора 7 определяется как переохлажденная жидкость.

При поступлении в генератор раствор сначала догревается до состояния насыщения 5 и далее кипит в процессе 5-4.

Средняя температура раствора в генераторе, °С,

$$t_{ср} = (t_4 + t_5)/2 . \qquad (8.35)$$

Состояние пара, соответствующее средней температуре, определяется в диаграмме ξ-i точкой 3', раствора - концентрацией $\xi_{ср}$.

В связи с рециркуляцией крепкий раствор после теплообменника (точка 8) смешивается со слабым раствором (точка 2) и образуется раствор состояния 9, причем

$$t_9 = t' - \Delta t , \qquad (8.36)$$

где t' - температура раствора в состоянии насыщения.

При этом раствор сначала достигает насыщения (10), затем процесс абсорбции продолжается с отводом тепла.

Удельная тепловая нагрузка генератора, кДж/кг,

$$q_h = i_3' + (f - 1)\cdot i_4 - f\cdot i_7 . \qquad (8.37)$$

Удельная тепловая нагрузка абсорбера, кДж/кг,

$$q_a = i_1' + (f - 1)\cdot i_8 - f\cdot i_2 . \qquad (8.38)$$

Удельная тепловая нагрузка конденсатора, кДж/кг,

$$q_k = i_3' - i_3 . \qquad (8.39)$$

Удельная тепловая нагрузка (массовая холодопроизводительность) испарителя, кДж/кг,

$$q_0 = i_1' - i_3 . \qquad (8.40)$$

Уравнения теплового баланса цикла холодильной машины:

$$q_0 + q_h = q_a + q_k . \qquad (8.41)$$

Тепловой коэффициент:

$$\zeta = q_0/q_h . \qquad (8.42)$$

Пример схемы промышленной абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины, чертежи агрегата и блока генератор-конденсатор приведены в Приложении (листы 26, 27, 28).

ЛЕКЦИЯ ДЕВЯТАЯ

Тема: *"Анализ работы и область существования теоретических циклов одноступенчатой АБХМ."*

Абсорбционная холодильная машина представляет собой сложную термодинамическую систему, состоящую из контуров раствора и хладагента.

Наиболее сложным является контур раствора. В абсорбционной бромистолитиевой холодильной машине (АБХМ) этот контур состоит из абсорбера, рекуперативного теплообменника и генератора.

Абсорберы и генераторы по принципу протекания в них процессов тепломассопереноса делятся на следующие типы:

1. Совмещенный абсорбер, где абсорбция водяного пара раствором происходит одновременно с отводом теплоты.

2. Раздельный абсорбер, где раствор переохлаждается ниже равновесного состояния в теплообменнике абсорбера, пары поглощаются переохлажденным раствором в его форсуночной камере.

3. Раздельный абсорбер с рециркуляцией.

4. Совмещенный генератор, где десорбция пара из раствора происходит одновременно с подводом теплоты.

5. Раздельный генератор, где перегрев раствора выше равновесного состояния происходит в теплообменнике генератора, пары выделяются из перегретого раствора в его форсуночной камере.

6. Раздельный генератор с рециркуляцией.

Процессы, протекающие в перечисленных аппаратах, носят соответствующие названия: совмещенная абсорбция, раздельная абсорбция, раздельная абсорбция с рециркуляцией, совмещенная десорбция, раздельная десорбция, раздельная десорбция с рециркуляцией.

Объединяя разные процессы абсорбции и десорбции при одинаковых внешних параметрах, можно получить термодинамические циклы с различными тепловыми коэффициентами.

Кроме того, при образовании циклов из раздельных процессов для их осуществления можно применить более эффективные

теплообменные аппараты, например пластинчатые, с меньшими массогабаритными показателями, чем у кожухотрубных, которые обычно используют при реализации совмещенных циклов.

Термодинамическую эффективность циклов абсорбционных холодильных машин с совмещенными процессами тепломассопереноса анализировали Л.М.Розенфельд, Б.М.Блиер, Б.А.Минкус и другие.

В ряде абсорбционных бромистолитиевых машин, разработанных ВНИИхолодмашем, применены совмещенные абсорбер и генератор.

В холодильной машине АБХМ-6000 использованы совмещенный генератор и раздельный абсорбер на базе кожухотрубных аппаратов.

Для выявления возможностей различных соединений процессов абсорбции и десорбции в холодильной машине используются следующие величины:

тепловой коэффициент:

$$\zeta = q_0/q_h ; \tag{9.1}$$

кратность циркуляции раствора в цикле:

$$f = \frac{\xi_r}{\xi_r - \xi_a} ; \tag{9.2}$$

кратность рециркуляции слабого раствора:

$$f_a = (f - 1)\cdot\frac{\xi_r - \xi_a^{см}}{\xi_a^{см} - \xi_a} , \tag{9.3}$$

где $\xi_a^{см}$ - концентрация смешанного слабого раствора;

кратность рециркуляции крепкого раствора:

$$f_r = f\cdot\frac{\xi_r - \xi_a^{см}}{\xi_r^{см} - \xi_r} , \tag{9.4}$$

где $\xi_r^{см}$ - концентрация смешанного крепкого раствора;

Кратность циркуляции раствора f в теоретических циклах с совмещенными процессами и в циклах с раздельными процессами

без рециркуляции однозначно определяется температурами внешних источников - греющей t_h, охлаждающей t_w и охлаждаемой $t_{охл}$ сред. Кратностью же рециркуляции f_a (количество раствора, возвращаемого в абсорбер) и f_r (количество раствора, возвращаемого в генератор) можно задаваться в широких пределах - от нуля до бесконечности.

В теоретических циклах с постоянными температурами внешних источников при осуществлении в абсорбере совмещенных процессов тепломассопереноса зона дегазации раствора максимальная, а при осуществлении раздельных процессов без рециркуляции ($f_a = 0$) - минимальная. Таким образом, величина зоны дегазации в совмещенном абсорбере является предельной для раздельных абсорберов.

Аналогично величина зоны дегазации в совмещенном генераторе является предельной для раздельных генераторов.

Один из возможных путей создания циклов из различных процессов показан на рис. 9.1.

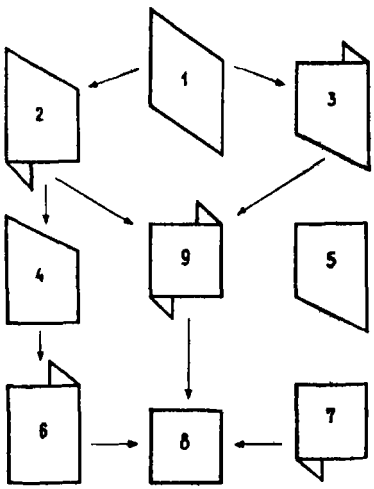


Рис.9.1. Последовательность синтеза термодинамических циклов одноступенчатой АБХМ

За исходный для заданных параметров внешних источников принят цикл 1 с раздельными процессами абсорбции и десорбции без рециркуляции раствора в соответствующих аппаратах. Для этого цикла $f_a = f_r = 0$.

Вводя рециркуляцию только в абсорбере, получаем цикл 2, в котором $f_a = \text{const}, f_r = 0$. При $f_a = \infty$ этот цикл трансформируется в цикл 4 ($f_a = \infty, f_r = 0$), который при рециркуляции раствора в генераторе преобразуется в цикл 6 ($f_a = \infty, f_r = \text{const}$). Увеличение кратности рециркуляции в генераторе до бесконечности приводит к циклу 8, в котором $f_a = \infty, f_r = \infty$.

Аналогично путем последовательного введения рециркуляции раствора сначала в генераторе, а затем в абсорбере образуются циклы 3, 5, 7 и 8.

Применяя рециркуляцию раствора в генераторе в цикле 2 или в абсорбере в цикле 3, получим цикл 9 ($f_a = \text{const}, f_r = \text{const}$).

На основании вышеизложенного на рис. 9.2 в координатах ξ-t показана область существования теоретических циклов одноступенчатой АБХМ, образованных из разных процессов при следующих температурах внешних источников:

$$t_h = 95\ ^\circ\text{C}; \qquad t_w = 33\ ^\circ\text{C}; \qquad t_{\text{охл}} = 5\ ^\circ\text{C}.$$

При построении теоретических циклов сделаны следующие допущения:

состояние раствора в конце массообменных процессов равновесное;

разность температур греющей среды и высшей раствора в генераторе, низшей раствора в абсорбере и охлаждающей среды, а также на холодном конце рекуперативного теплообменника равна нулю;

температурный напор между средами в испарителе и конденсаторе отсутствует;

потерь напора при транспортировке сред в элементах машины нет.

Как видно из рис. 9.2, область существования теоретических циклов ограничена четырьмя линиями и имеет четыре узловые точки.

Линии описывают циклы:

1-4 - с раздельным генератором без рециркуляции и с раздельным абсорбером с рециркуляцией ($f_r = 0,\ 0 \le f_a \le \infty$);

1-5 - с раздельным абсорбером без рециркуляции ($f_a = 0,\ 0 \le f_r \le \infty$);

5-8 - с совмещенным генератором и раздельным абсорбером с рециркуляцией ($f_r = \infty,\ 0 \le f_a \le \infty$);

4-8 - с совмещенным абсорбером и раздельным генератором с рециркуляцией ($f_a = \infty,\ 0 \le f_r \le \infty$).

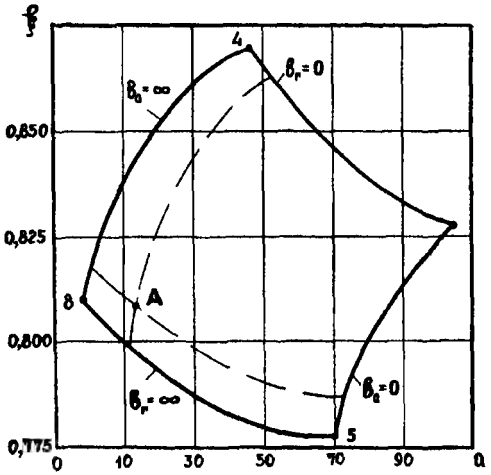


Рис.9.2. Область существования теоретических циклов одноступенчатой АБХМ

Узловые точки относятся к циклам:

1 - с раздельным абсорбером и раздельным генератором без рециркуляции (цикл 1 по рис. 9.1);

4 - с совмещенным абсорбером и раздельным генератором без рециркуляции (цикл 4 по рис. 9.1);

5 - с раздельным абсорбером без рециркуляции и совмещенным генератором (цикл 5 по рис. 9.1);

8 - с совмещенным абсорбером и совмещенным генератором (цикл 8 по рис. 9.1).

Линии 1-4 и 5-8 постоянного значения кратности рециркуляции раствора в абсорбере (f_a = const) называют изократами абсорбера.

Аналогичные линии 1-5 и 4-8 - изократами генератора (f_r = const).

Точка пересечения двух изократ характеризует цикл с раздельными абсорбером и генератором с соответствующими значениями f_a и f_r.

Рабочими являются зоны с кратностью циркуляции не более 30, зоны с большей кратностью циркуляции рассматриваются условно.

При постоянных значениях температур внешних источников и кратности рециркуляции раствора в абсорбере f_a с увеличением кратности рециркуляции раствора в генераторе f_r, повышается концентрация крепкого раствора ξ_r и снижается тепловой коэффициент. При постоянных значениях температур внешних источников и кратности рециркуляции в генераторе ξ_r с увеличением кратности рециркуляции раствора в абсорбере снижается концентрация слабого раствора и возрастает тепловой коэффициент.

Тепловой коэффициент в указанных случаях зависит от интегральной теплоты смешения раствора в цикле (одной из составляющих, влияющих на тепловой коэффициент цикла). На рис. 9.3 в i-ξ диаграмме показаны действительные циклы:

2-7-4-8 - с совмещенными процессами.

21'-21-71-101-41'-41-81-91-21 - с раздельными процессами и рециркуляцией в обоих растворных аппаратах.

Циклы построены при сопоставимых условиях: высшая температура раствора в совмещенном генераторе t_4 равна высшей температуре в раздельном генераторе t_4' и низшая температура раствора в совмещенном абсорбере t_2 равна низшей температуре раствора в раздельном абсорбере t_2'. Температуры кипения t_0 и конденсации t_k приняты одинаковыми.

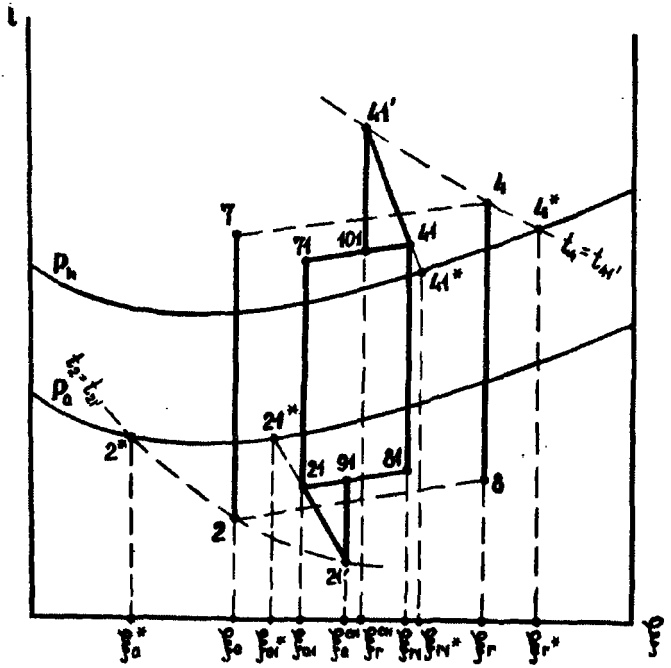


Рис.9.3. Действительные циклы одноступенчатой АБХМ

Основные процессы совмещенного цикла:

2-7 - нагрев слабого раствора в теплообменнике;

7-4 - десорбция в совмещенном генераторе;

4-8 - охлаждение крепкого раствора в теплообменнике;

8-2 - абсорбция в совмещенном абсорбере.

Основные процессы раздельного цикла с рециркуляцией обоих аппаратах:

21-71 - нагрев слабого раствора в теплообменнике;

71-41 - смешение слабого и крепкого раствора и образование крепкого смешанного раствора, состояние которого соответствует точке 101;

101-41' - нагрев крепкого смешанного раствора в теплообменнике генератора;

41'-41 - десорбция в форсуночной камере;

41-81 - охлаждение крепкого раствора в теплообменнике;

81-21 - смешение крепкого и слабого растворов с образованием слабого смешанного раствора, состояние которого соответствует точке 91;

91-21' - охлаждение слабого смешанного раствора в теплообменнике абсорбера;

21'-21 - абсорбция в форсуночной камере.

Относительное отклонение действительной концентрации раствора от теоретической в абсорбере и генераторе:

$$\Delta\xi_a = \frac{\xi_{a1} - \xi_{a1}^*}{\xi_a^{см} - \xi_{a1}^*}; \qquad \Delta\xi_r = \frac{\xi_{r1}^* - \xi_{r1}}{\xi_{r1}^* - \xi_r^{см}}. \tag{9.5}$$

Относительная недорекуперация тепла на холодном конце теплообменника:

$$\kappa = \frac{t_{41} - t_{81}}{t_{41} - t_{21}}. \tag{9.6}$$

Экспериментальные исследования АБХМ с раздельными процессами в обоих аппаратах, проведенные в ЛТИХП, показали, что в диапазоне температур $70 \le t_h \le 110$ °С, $14 \le t_w \le 36$ °С, $4 \le t_0 \le 12$ °С значение $\Delta\xi_a = 0.15 .. 0.30$, а $\Delta\xi_r = 0.15 .. 0.20$.

На рис.9.4 приведена оценка энергетической эффективности АБХМ в виде зависимости кратности циркуляции f и теплового коэффициента ζ от температуры греющей среды t_h при температурах охлаждающей среды $t_{o.c} = 33$ °С и охлаждаемой среды $t_{охл} = 5$ °С.

Для циклов с рециркуляцией раствора принято $f_a = f_r = 150$.

Из рис. 9.4 видно, что кратность циркуляции и тепловой коэффициент уменьшаются с увеличением температуры греющей среды. Такой характер изменения кратности циркуляции объясняется увеличением зоны дегазации раствора в цикле, а изменение теплового коэффициента - тем, что с повышением температуры греющего источника, а следовательно, и зоны дегазации, уменьшается внутренняя регенерация тепла в цикле.

Наименьшая кратность циркуляции получена для цикла 8 с совмещенными процессами в обоих аппаратах, а наибольшая - для цикла 1 с раздельными процессами в обоих аппаратах и без рециркуляции раствора.

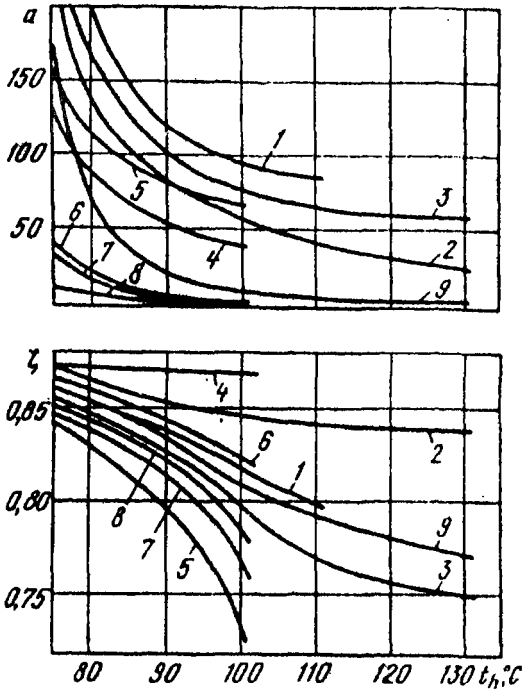


Рис.9.4. Зависимость кратности циркуляции раствора в цикле f и теплового коэффициента ζ от температуры греющей среды для теоретических циклов одноступенчатой АБХМ

Тепловой коэффициент наиболее высок для цикла 4 с раздельным генератором и совмещенным абсорбером, а наиболее низок - для 5 с совмещенным генератором и раздельным абсорбером.

Отклонение действительных процессов от теоретических существенно влияет на характер зависимости энергетических по-

казателей от параметров внешних источников. На рис. 9.5 приведена зависимость кратности циркуляции цикла f и теплового коэффициента ζ от высшей температуры раствора в цикле: в совмещенном генераторе - $t_3 = t_4$, в раздельном $t_3 = t_4'$.

При расчете циклов было принято:

температура кипения $t_0 = 5^{\circ}C$;

температура конденсации $t_k = 33^{\circ}C$;

низшая температура раствора:

в совмещенном абсорбере $t_2 = 33^{\circ}C$;

в раздельном абсорбере $t_2' = 33^{\circ}C$.

отклонение действительной концентрации от теоретической:

в совмещенном абсорбере $\Delta\xi_a = 2.5\%$;

в совмещенном генераторе $\Delta\xi_r = 3.5\%$.

относительное отклонение действительной концентрации от теоретической:

в раздельном абсорбере $\Delta\xi_a = 0.30\%$;

в раздельном генераторе $\Delta\xi_r = 0.15\%$.

относительная недорекуперация тепла в теплообменнике $\kappa = 0.75$;

давление абсорбции равно давлению кипения;

давление десорбции равно давлению конденсации;

кратность рециркуляции в абсорбере и генераторе для циклов с раздельными процессами $f_a = f_r = 150$.

Из рис. 9.5 видно, что наименьшая кратность циркуляции получена для цикла 8, а наибольшая - для цикла 1.

Значение теплового коэффициента также в большой степени определяется местом размещения цикла. Наименьшее его значение у цикла 5. Значение тепловых коэффициентов циклов 6, 7, 9 близки к циклу 8.

Проведенный анализ дает возможность решить вопрос выбора циклов при заданных параметрах внешних источников.

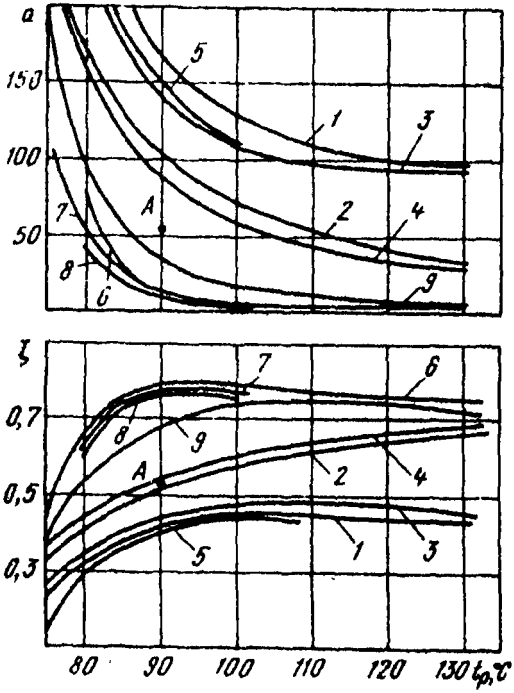


Рис.9.5. Зависимость кратности циркуляции раствора в цикле f и теплового коэффициента ζ от высшей температуры раствора в генераторе для действительных циклов одноступенчатой АБХМ

Лекция подготовлена по материалам исследований, проведенных в Санкт-Петербургской академии холода и пищевых технологий к.т.н. Дзино А.А., д.т.н., проф. Тимофеевским Л.С., Ковалевичем Д.А.

ЛЕКЦИЯ ДЕСЯТАЯ

***Тема:** "Абсорбционный тепловой насос. Принцип действия, расчет цикла. Примеры использования в технике".*

Использование тепловых насосов (ТН) для отопления, горячего водоснабжения представляет собой способ, альтернативный другим способам, таким, как традиционное сжигание органического топлива, широко распространенное центральное паровое или водяное отопление, электрообогрев и др.

Тепловые насосы можно классифицировать по следующим признакам:

по принципу действия;

по используемым источникам низкопотенциального тепла;

по сочетанию используемого низкопотенциального тепла с нагреваемой в тепловых насосах средой;

по видам затрачиваемой энергии.

По первому признаку различают парокомпрессорные, абсорбционные и термоэлектрические тепловые насосы.

В качестве источников низкопотенциального тепла для тепловых насосов могут быть использованы:

наружный воздух;

поверхностные воды (река, озеро, море);

подземные воды;

грунт;

солнечная энергия;

низкопотенциальное тепло искусственного происхождения (сбросные воды, нагретые воды технологических процессов и др.).

При классификации по сочетанию источников низкопотенциального тепла и нагреваемой среды различают следующие варианты: воздух-воздух; воздух-вода; грунт-воздух; грунт-вода; вода-воздух; вода-вода.

По видам затрачиваемой энергии различают тепловые насосы, использующие электроэнергию, топливо того или иного вида, вторичные энергетические ресурсы.

Энергетическую эффективность теплового насоса характеризует его отопительный коэффициент (коэффициент преобразования) μ, представляющий собой отношение теплопроизводительности к мощности, затрачиваемой на осуществление цикла,

$$\mu = (Q + N)/N. \qquad (10.1)$$

Широкое распространение в технике получили компрессионные тепловые насосы (КТН).

Значительные выгоды можно ожидать при использовании в тепловых насосах принципа абсорбционных холодильных машин (АТН).

Принцип работы АТН предполагает отвод тепла абсорбции на уровне температур более высоком, чем температура окружающей среды. Полная тепловая нагрузка абсорбера определяет теплопроизводительность теплового насоса.

Эффективность работы АТН оценивается коэффициентом трансформации, равным отношению теплопроизводительности к количеству тепла, израсходованного в процессе работы.

В зависимости от соотношения температур использованного и получаемого тепла различаются понижающий и повышающий тепловые насосы.

Принципиальная схема абсорбционного теплового насоса представлена на рис. 10.1.

При условиях:

$T_h > T_a > T_{инт}$ - понижающий АТН;

$T_h < T_a > T_{инт}$ - повышающий АТН.

Коэффициент преобразования понижающего АТН:

$$\mu = \frac{Q_k + Q_a}{Q_h} = (1 + \zeta) > 1, \qquad (10.2)$$

где Q_k - тепловая нагрузка конденсатора,

Q_a - тепловая нагрузка абсорбера,

Q_h - тепловая нагрузка генератора,

ζ - тепловой коэффициент холодильной машины.

В этом случае на единицу затраченной высокопотенциальной теплоты приходится большее количество теплоты меньшего потенциала.

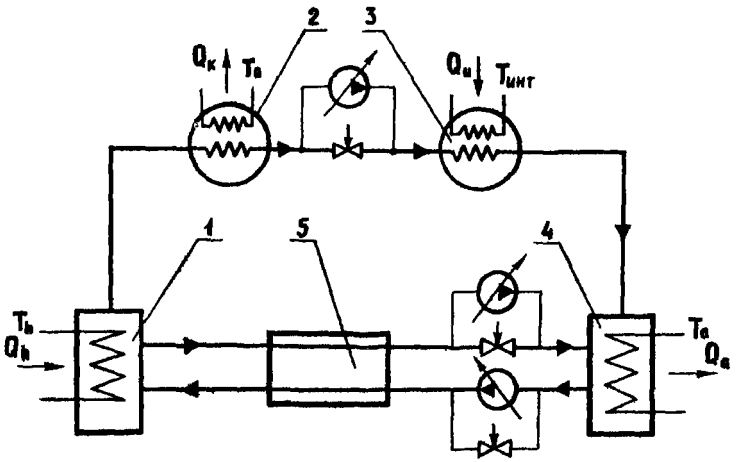


Рис.10.1. Принципиальная схема АТН:
1 - генератор; 2 - конденсатор; 3 - испаритель; 4 - абсорбер; 5 - теплообменник $T_a, T_h, T_{инт}$ - температуры греющей среды, отводимой теплоты, источника низкопотенциального тепла

Повышающий термотрансформатор представляет собой обращенную абсорбционную холодильную машину (давление в конденсаторе ниже давления в испарителе). Движение потоков обеспечивается дополнительными насосами (рис.10.1).

Для осуществления режима повышающего трансформатора требуется источник низкой температуры (0 .. 10°С), который обеспечивает низкую температуру конденсации.

В этом случае греющей средой для выпаривания раствора в генераторе может быть горячая вода 50-60°С - бросовое тепло химического производства. Тепло того же источника подводится к испарителю, что обеспечивает высокое давление и температуру в абсорбере (70 .. 90°С).

Коэффициент трансформации:

$$\mu = \frac{Q_a}{Q_и + Q_h} < 1. \qquad (10.3)$$

Рассмотрим пример схемы повышающего термотрансформатора как машины, позволяющей использовать тепло низкого потенциала (возможно бросового) для получения эффекта съема тепла более высокого потенциала.

Схема абсорбционного бромистолитиевого теплового насоса представлена на рис. 10.2.

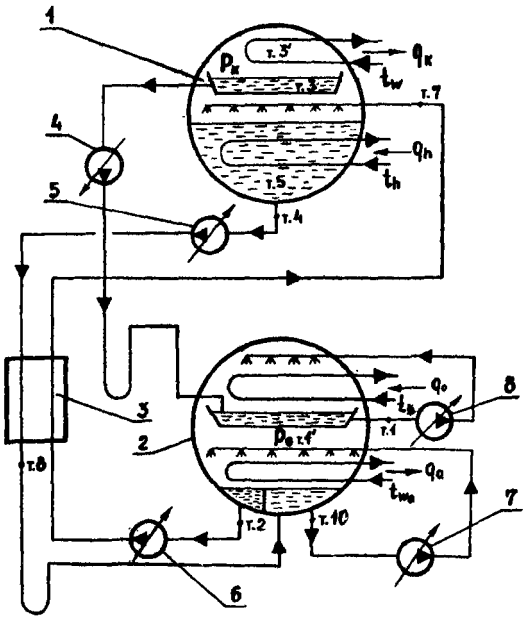


Рис.10.2. Схема абсорбционного бромистолитиевого теплового насоса:

1 - генератор-конденсатор; 2 - абсорбер-испаритель;

3 - теплообменник; 4 - насос для подачи конденсата;

5 - насос крепкого раствора; 6 - насос слабого раствора;

7 - насос для отвода горячей воды; 8 - рециркуляционный насос

Целью расчета цикла является определение тепловых потоков аппаратов АТН, температуры горячей воды, получаемой в абсорбере, t_{wa}.

Исходными данными для расчета являются:

Температура греющей воды t_h, °С

Температура охлаждающей воды в зимнее время года t_w, °С

Конденсатор АТН охлаждается водой низкой температуры, что обеспечивает низкое давление в генераторе, обогреваемом теплом низкого потенциала.

Тепло такой же температуры подводится к испарителю, что обеспечивает высокое давление в абсорбере.

Таким образом, создаются условия:

$$t_k < t_0; \quad P_k < P_0. \tag{10.4}$$

Процесс абсорбции, проходящий при высоком давлении, обеспечивает высокий нагрев охлаждающей воды, то есть снятие тепла высокого потенциала.

Количество тепла, отводимого из абсорбера, определяет теплопроизводительность теплового насоса.

Цикл бромистолитиевого теплового насоса представлен на рис. 10.3.

В блоке *генератор-конденсатор* поддерживается глубокий вакуум, поэтому в расчете учитывается действие гидравлического сопротивления путей движения пара из генератора в конденсатор.

Давление пара в генераторе, кПа,

$$P_h = P_k + \sum \Delta P. \tag{10.5}$$

При этом P_k определяется по t_k, зависящей от температуры охлаждающей воды, °С,

$$t_k = t_w + \Delta t. \tag{10.6}$$

Давление в абсорбере с достаточной точностью принимается равным давлению в испарителе, кПа,

$$P_a = P_0, \tag{10.7}$$

где P_0 определяется по t_0 в зависимости от температуры греющего источника, °С,

$$t_0 = t_h - \Delta t. \tag{10.8}$$

Температура раствора на выходе из генератора, °С,

$$t_4 = t_h - \Delta t. \tag{10.9}$$

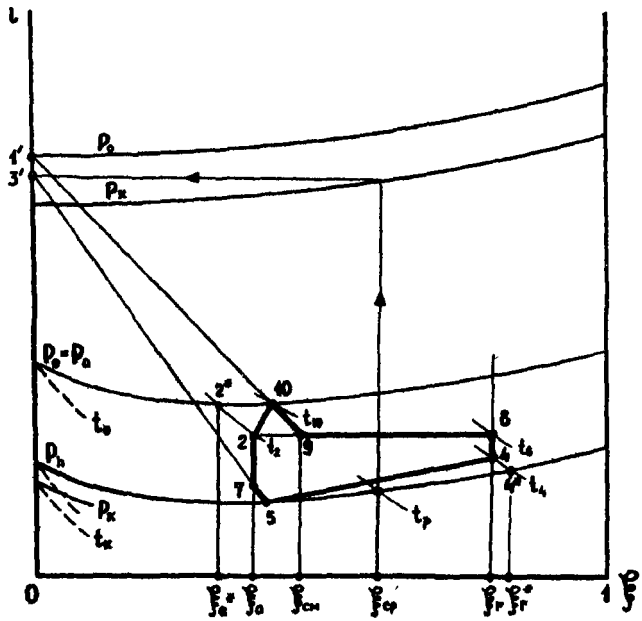


Рис.10.3. Цикл абсорбционного бромистолитиевого теплового насоса

По значениям P_h и t_4 определяется теоретическая концентрация крепкого раствора.

Действительная концентрация с учетом недовыпаривания,

$$\xi_r = \xi_r^* - \Delta\xi_r. \tag{10.10}$$

Зона дегазации раствора в цикле принимается по опытным данным, приведенным в литературных источниках, $\Delta\xi$.

Тогда действительная концентрация слабого раствора на выходе из абсорбера:

$$\xi_a = \xi_r - \Delta\xi. \qquad (10.11)$$

Теоретическая концентрация слабого раствора с учетом недонасыщения в абсорбере:

$$\xi_a^* = \xi_a - \Delta\xi_a. \qquad (10.12)$$

На пересечении линий P_a и ξ_a^* находится точка 2*, характеризующая состояние раствора, выходящего из абсорбера в теоретическом цикле, точка 2 - действительное состояние.

Разность температур слабого раствора после абсорбера и крепкого после теплообменника принимают с учетом рабочих параметров цикла:

$$t_8 = t_2 - \Delta t. \qquad (10.13)$$

Разность концентраций $\Delta\xi_{см}$ между $\xi_{см}$ и ξ_a в абсорбере принимают по опытным данным:

$$\xi_{см} = \xi_a + \Delta\xi_{см}. \qquad (10.14)$$

Изображая графически процессы, происходящие в абсорбере, в виде линий, соединяющих точки 8 и 2 и точки 1' и 9, получают высшую температуру раствора в абсорбере - t_{10}.

Кратность циркуляции раствора в цикле:

$$f = \frac{\xi_r}{\xi_r - \xi_a}. \qquad (10.15)$$

Уравнение теплового баланса теплообменника:

$$(f - 1)\cdot(i_8 - i_4) = f\cdot(i_2 - i_7). \qquad (10.16)$$

Отсюда определяется энтальпия слабого раствора на входе в генератор, кДж/кг,

$$i_7 = i_2 - \frac{f-1}{f}\cdot(i_8 - i_4). \qquad (10.17)$$

В связи с тем, что слабый раствор при поступлении в генератор находится в состоянии влажного пара, при распылении в форсунках из него выделяется пар, равновесный раствору. Состояние пара и насыщенной жидкости определяется построением изотермы 7-3', при этом точка 5 характеризует равновесное состояние раствора в начале процесса 5-4 изобарной десорбции.

Положение точки 5 на изобаре P_h определяют методом последовательного приближения. Принимают значение температуры t_5, проводят линию кипения 5-4. Далее определяют среднюю температуру раствора в генераторе, °С,

$$t_{ср} = \frac{t_4 + t_5}{2} \qquad (10.18)$$

и соответствующее ему состояние пара (точка 3'). Изотерма 3'-7 должна пройти через выбранную точку 5.

Удельные тепловые нагрузки аппаратов теплового насоса, кДж/кг,

$$q_h = i_3' + (f - 1)\cdot i_4 - f\cdot i_7. \qquad (10.19)$$

$$q_0 = i_1' - i_3. \qquad (10.20)$$

$$q_k = i_3' - i_3. \qquad (10.21)$$

$$q_a = i_1' + (f - 1)\cdot i_8 - f\cdot i_2. \qquad (10.22)$$

Уравнение теплового баланса цикла:

$$q_h + q_0 = q_k + q_a. \qquad (10.23)$$

Коэффициент трансформации низкопотенциальной теплоты на более высокий температурный уровень:

$$\mu = \frac{q_a}{q_h + q_0}. \qquad (10.24)$$

Температура горячей воды, нагретой в абсорбере, на 4-5°С ниже высшей температуры в абсорбере, °С,

$$t_{wa}^{вых} = t_{10} - \Delta t \cdot (4\text{-}5)\ ^{\circ}C. \qquad (10.25)$$

Температура воды на входе в абсорбер должна быть, °С,

$$t_{wa}^{вх} = t_{wa}^{вых} - \Delta t \cdot (5\text{-}5.5)\ ^{\circ}C. \qquad (10.26)$$

Применение АТН в технике связано с решением двух основных задач:

использование действующей холодильной машины в качестве теплового насоса в холодное время года;

создание новых тепловых насосов заданного назначения.

Одним из примеров решения первой задачи является рассмотренная автором в 1983 г. возможность использования для целей отопления двух агрегатов АБХА-2500, установленных на Астраханском АО "Обувьхим".

Холодильная станция, состоящая из двух агрегатов АБХА-2500, предназначена для получения холодной воды, необходимой в процессе производства листовой резины.

В зимний период технологическая вода охлаждается в градирне, в теплое время года (4 - 5 месяцев) - с помощью холодильной станции.

Для целей отопления на заводе предусмотрена система центрального снабжения горячей водой, в которую входят два водогрейных котла ПГВм-30. В отопительные приборы подается вода с температурой 110°С, обратная вода имеет температуру 65-70°С.

Схема использования агрегатов АБХА-2500 в система отопления представлена на рис. 10.4.

Генератор обогревается горячей водой с температурой 70°С, поступающей от одного из котлов.

В испаритель поступает вода из технологического оборудования (после каландров) с температурой 35°С.

После испарителя вода подается в градирню, где охлаждается и далее поступает в технологическое оборудование.

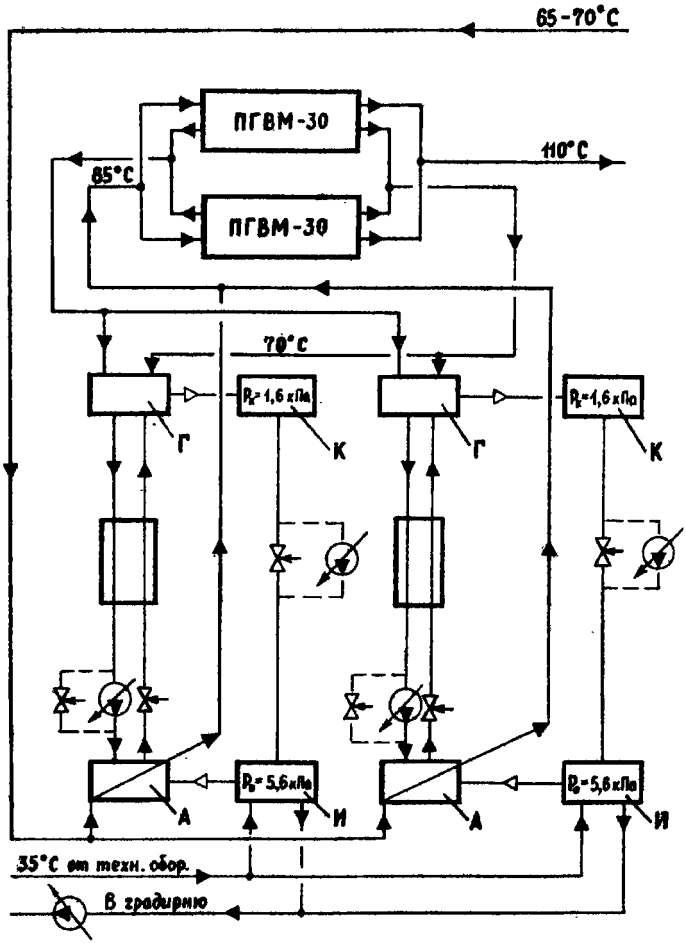


Рис.10.4. Схема использования агрегатов АБХА-2500 в системе отопления

В абсорбер подается вода из системы отопления и, как показали расчеты, нагревается до 85 °С. Догрев воды до 110 °С происходит во втором котле.

Экономия топлива с учетом расхода на обогрев генератора происходит за счет того, что вода в котле нагревается не на 40-45 °С (от 65-70 до 110 °С), а на 25 °С (от 85 до 110 °С).

Положительными эксплуатационными качествами являются отсутствие процесса консервации станции на зиму, что чаще всего является причиной вывода ее из строя, и использование обслуживающего персонала зимой без потери квалификации.

Предложение по использованию АБХА для целей отопления можно рассматривать как принципиальное решение и рекомендовать к использованию на предприятиях с сезонным использованием холодильных машин при соответствующих значениях тепловых нагрузок технологической системы и системы отопления.

Опыт использования в технике бромистолитиевых тепловых насосов показал, что свойства раствора ограничивают область их применения. Так, в качестве возможной верхней температуры получаемого в абсорбере тепла устанавливается 90°С.

Для получения тепла более высокого потенциала может быть использован водоаммиачный тепловой насос, не имеющий температурных ограничений.

Автором совместно с Ф.Д.Голиковым была выполнена работа по изучению возможности использования теплового насоса в схемах очистки сточных вод гальванопроизводства.

При выпаривании стоков гальванопроизводства из раствора выделяется значительное количество пара. Целью работы являлось изучение возможности повышения потенциала вторичного пара и использования его в выпарных установках. В качестве источников низкопотенциального тепла использована вода оборотного водоснабжения с температурами: начальной 35°С, конечной 23...25°С. Необходимый температурный уровень теплового насоса 150...160°С. Для достижения заданного температурного уровня предлагаются два варианта решения.

Первый вариант предусматривает использование схемы двухступенчатого теплового насоса (рис.10.5).

Низкая и высокая ступени теплового насоса объединены общим конденсатором и испарителем.

В конденсатор подается вода с температурой 25°С, что обеспечивает давление конденсации равное 1.2 МПа.

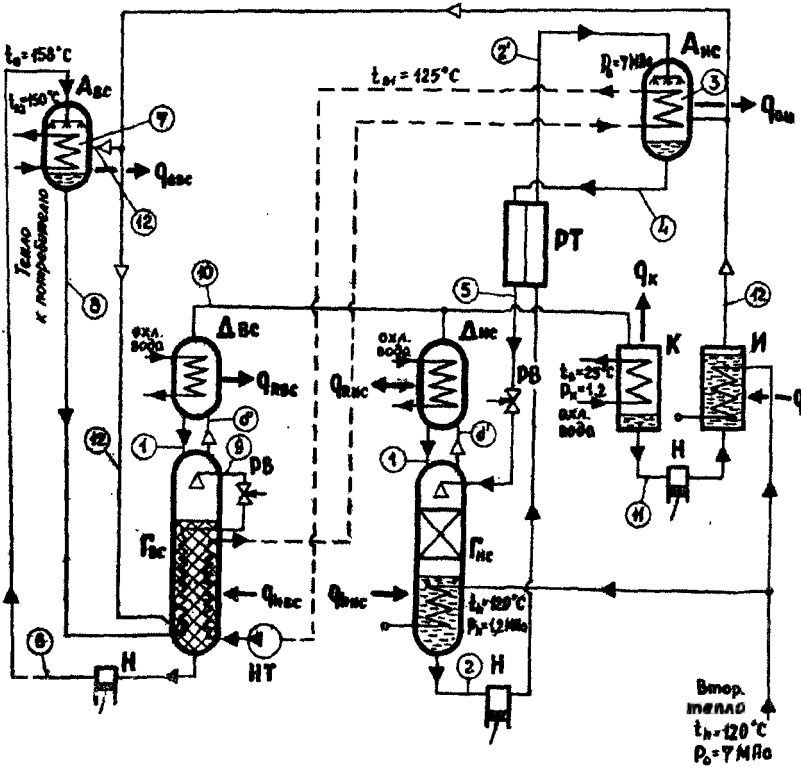


Рис.10.5. Схема двухступенчатого абсорбционного теплового насоса

В испаритель подается пар из выпарного элемента (вторичное тепло) с температурой 120 °С, что обеспечивает температуру кипения 107 °С и давление 7 МПа. Такое же тепло подается в генератор.

На выходе из абсорбера низкой ступени слабый раствор достигает температуры 130 °С, а охлаждающая вода - 125 °С.

Эта вода подается в генератор высокой ступени для его обогрева.

Слабый раствор, поступающий в абсорбер высокой ступени, имеет температуру 158°С, что при высоком давлении обеспечивает

процесс высокотемпературной абсорбции с выходом охлаждающей воды с температурой порядка 150°С. Это тепло используется потребителем. Коэффициент трансформации теплового насоса, полученный при расчете цикла (рис.10.6), равен $\eta = 0.126$.

Во втором варианте для достижения заданного температурного уровня в одноступенчатой теплонасосной установке снижается давление в генераторе теплового насоса с помощью компрессора, установленного между генератором и дефлегматором.

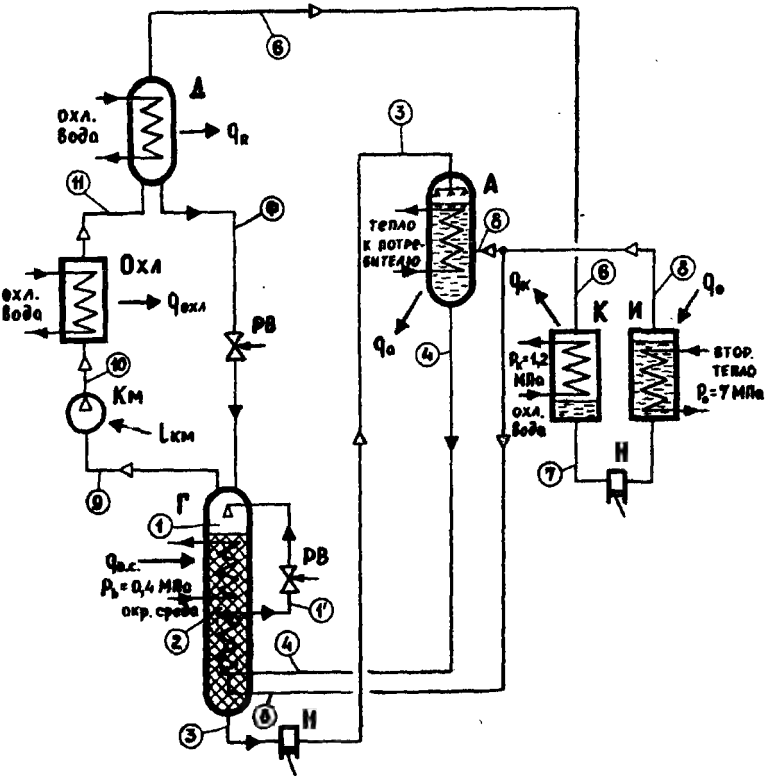


Рис.10.6. Схема абсорбционного теплового насоса с компрессором

Схема теплового насоса по второму варианту представлена на рис. 10.6. Компрессор, включенный в схему между генератором

и дефлегматором, обеспечивает концентрацию пара на выходе из дефлегматора, близкую к единице.

Вторичное тепло используется для обогрева испарителя. Генератор обогревается за счет окружающей среды и за счет тепла абсорбции.

Расчет цикла был проведен для различных значений давления в генераторе, что дало возможность оценить изменение эффективности работы теплового насоса в зависимости от давления в генераторе.

Проведенный анализ тепловых насосов двух вариантов (ТН-1 и ТН-2) показал, что двухступенчатый тепловой насос ТН-1 значительно уступает тепловому насосу ТН-2.

Так, коэффициент трансформации тепла насоса ТН-1 в 2-3 раза ниже соответствующей величины теплового насоса ТН-2. Удельные массогабаритные показатели ТН-1 в 1.5-2 раза выше, чем у ТН-2.

Анализ преимуществ и недостатков каждой из приведенных схем позволяет сделать вывод о том, что наиболее оправданным для заданных условий работы является применение теплового насоса ТН-2.

При этом целесообразно предусмотреть возможности изменения давления в генераторе за счет регулирования производительности компрессора, что позволит в производственных условиях обеспечить наиболее рациональный режим работы теплового насоса.

В общем случае рациональность использования теплового насоса оценивается результатами анализа его экономической эффективности. При этом необходимо учитывать стоимость теплоты, расходуемой на обогрев генератора.

Учет ведется путем сравнения с одной стороны системы, состоящей из котельной и абсорбционного теплового насоса, а с другой стороны - отопительной котельной.

Результаты такого сравнения показывают, что абсорбционный тепловой насос практически всегда выгоднее.

Если же для работы абсорбционного теплового насоса используются вторичные тепловые ресурсы, выгода от их применения становится большей, что и обусловливает необходимость их использования в технике.

ЛЕКЦИЯ ОДИННАДЦАТАЯ

Тема: *"Сорбционные холодильные машины с твердым поглотителем. Принцип действия. Схемы холодильных машин простого и многократного действия".*

Абсорбционные холодильные машины, в которых поглотителем является твердое сухое вещество, называются сорбционными с сухим поглотителем.

Впервые сорбционная машина описана Р.Планком в 1924 г.

Конструктивно машина выполняется следующим образом: реактор (генератор, абсорбер) выполнен в виде вертикального цилиндра, внутри которого на горизонтальных ребрах находится хлорид кальция ($CaCl_2$). Холодильным агентом является аммиак. Снаружи реактор нагревается (охлаждается) водой в рубашке.

Обогрев генератора осуществляется газом с помощью горелки, расположенной под рубашкой. Рубашка сверху открыта, температура обогрева не превышает 100°С. Тепловой коэффициент данной холодильной машины $\zeta = 0.21$.

Одной из модификаций сорбционной холодильной машины является шкаф "Protos-Frigor" фирмы "Сименс и Шуккерт".

Реактор этой машины охлаждается воздухом через оребренную внешнюю поверхность, обогрев реактора - электрической спиралью, помещенной внутрь аппарата. Между конденсатором и испарителем находится ресивер, предотвращающий проникновение тепла в камеру шкафа.

Поглотителем является $CaCl_2$, хладагентом - NH_3.

В 1937-38 гг. были изготовлены машины пяти видов, емкостью шкафов 60-300 л.

Производительность шкафа регулируется изменением мощности грелки. Продолжительность цикла зарядки и разрядки составляет 8 часов. Тепловой коэффициент изменяется в пределах $\zeta = 0.2 - 0.27$.

Для обеспечения равномерности работы, непрерывности получения холода в схемах холодильных машин используются два реактора, которые обогреваются (охлаждаются) по очереди.

Реакторы присоединяются к общему конденсатору и испарителю. Ресивер испарителя двумя разными линиями соединен с реакторами. Тепловой коэффициент машины несколько выше предшествующих.

В США сорбционные машины с сухими поглотителями начали выпускаться в 1960 г. Система состояла из двух реакторов, соединенных с общим конденсатором и испарителем при помощи линий с обратными клапанами. Поглотителем был селикагель, хладагентом - сульфурдиоксид (SO_2). Тепловой коэффициент ζ = 0.3. Схема холодильной машины представлена на рис. 11.1.

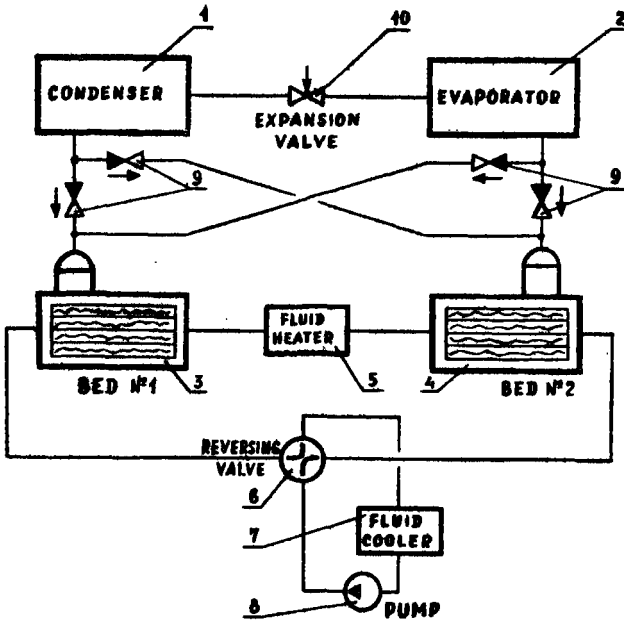


Рис.11.1. Схема сорбционной сдвоенной холодильной машины
1 - конденсатор; 2 - испаритель; 3 - реактор №1; 4 - реактор №2; 5 - нагреватель жидкости; 6 - реверсивный вентиль; 7 - охладитель жидкости; 8 - насос; 9 - обратные клапаны; 10 - расширительный вентиль

В 1970 г. производство машин было прекращено.

В СССР серийно выпускались машины, разработанные Б.М.Блиером для молочных сепараторов. Поглотителем был хлористый кальций с добавлением 5% натрия аммония для повышения скорости абсорбции, хладагентом - аммиак.

Обогрев генератора производился паром с температурой 115 - 120°С либо дровами в специальной топке, охлаждение реактора и конденсатора водой, подаваемой к аппаратам параллельно или последовательно. Холодопроизводительность машин 5400-21000 кДж в цикл.

После окончания войны производство машин не возобновлялось.

С целью совершенствования машин изучались различные пары рабочих веществ: соли металлов как поглотители аммиака, метиламина, воды, метиленхлорида, метанола и др.

Современные машины простого действия

Начало нового этапа исследования и разработки сорбционных машин - конец 70-х годов.

Область применения подобных машин значительно расширилась. Но при этом возникла необходимость разработки новых методик теоретических и экспериментальных исследований.

Кроме малых холодильных машин, работающих в зоне умеренных температур, потребовались машины большой холодопроизводительности для кондиционирования воздуха, тепловых насосов, криогенные машины с температурами от 10 до 120 К.

Для сопоставления рассматриваемых машин в качестве показателя эффективности пользуются тепловым коэффициентом:

ζ_x - для производства холода;

$\zeta_т$ - для производства тепла.

Для компрессорных холодильных машин, использующих электрическую энергию, этот коэффициент равен:

$$\zeta_x = \varepsilon \cdot \eta_т , \qquad (11.1)$$

где $\varepsilon = Q_0/L$ - холодильный коэффициент;

$\eta_т = 4/Q_h$ - тепловой коэффициент электростанции.

Для абсорбционного теплового насоса без потерь:

$$\zeta_т = \frac{Q_h + Q_0}{Q_h} = 1 + \zeta_х, \qquad (11.2)$$

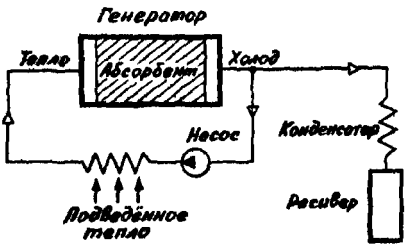
где Q_0 - получаемый холод;

L - затраченная электроэнергия, затраченная теплота топлива;

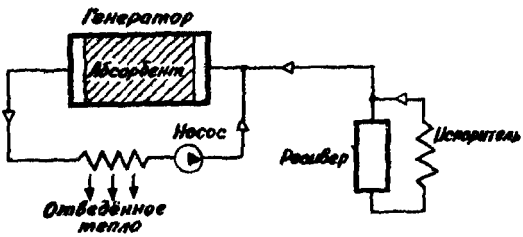
Q_h - тепло нагрева.

Таким образом, если принять $\zeta = 3$ и $\eta_t = 0.33$, исходной величиной для современных машин следует считать:

$$\zeta_х = 3 \cdot 0.33 \approx 1,$$
$$\zeta_т = 1 + 1 = 2. \qquad (11.3)$$



а



б

Рис.11.2. Схемы холодильных машин:
а - в десорбционной фазе; б - в абсорбционной фазе

Результаты испытания пяти моделей машин простого действия с различными поглотителями, работающих в различных температурных режимах, приведены в табл. 11.1.

Показатели моделей машин простого действия с различными поглотителями

Таблица 11.1

	I	II	III	IV	V
Температура кипения, t_0	18	10	17	6	17
Температура конденсации, t_k	45	43	38	41	40
Температура нагрева, t_h	230	212	230	119	132
Нагр. испарителя, Q_0	148	155	116	47	234
Нагр. конденсатора, Q_k	147	156	116	47	234
Тепловой коэффициент, ζ_x	0.336	0.335	0.290	0.308	0.631
Его теоретическое значение, ζ_x^T	0.419	0.419	0.403	0.597	0.690
Тепловой коэффициент теплового насоса, $\zeta_т$	1.369	1.357	1.232	1.270	1.576
Его теоретическое значение, $\zeta_т^T$	1.383	1.399	1.379	1.560	1.657

Рабочие вещества:
I, II, III - clinoptillolite water;
IV, V - silicagel water.

Из табл. 11.1 видно, что тепловой коэффициент машины простого действия мал.

При $\eta = \zeta_x/\zeta_т = 0.7 .. 0.8$ составляет $\zeta_x = 0.3 .. 0.35$.

При таких показателях машины могут использоваться для объектов малой производительности.

Для интенсификации процессов в реакторе машин используется повышенная конвекция жидкого хладагента через поглотитель (рис. 11.2).

При десорбции подаваемый насосом хладагент нагревается во внешнем теплообменнике и, контактируя с развитой поверхностью зерен поглотителя, передает тепло реактору. Образующийся пар поступает в конденсатор.

При абсорбции процесс реверсируется: хладагент в теплообменнике охлаждается и отводит выделяющуюся в реакторе теплоту. В испытанной модели поглотителем служил активированный уголь, хладагентом - аммиак.

Характеристики циклов:

200 Вт подведенного тепла на 1 кг абсорбента в машине производят 300 Вт холода. Коэффициент теплоотдачи к поверхности сфер зерен поглотителя изменяется от 433 Вт/(м^2·К) в абсорбере до 1050 Вт/(м^2·К) в десорбере в процессе между движущимся газом и частицами в 3 мм. Давление в десорбере 0.12 бар и 0.76 бар в абсорбере, потери тепла в окружающую среду составляют 2.2%.

Для повышения эффективности машины путем внутренней регенерации тепла в 1980 г. в США были проведены работы по совершенствованию уже известной модели с двумя реакторами Эта машина получила название "Тепловая волна" (рис. 11.3).

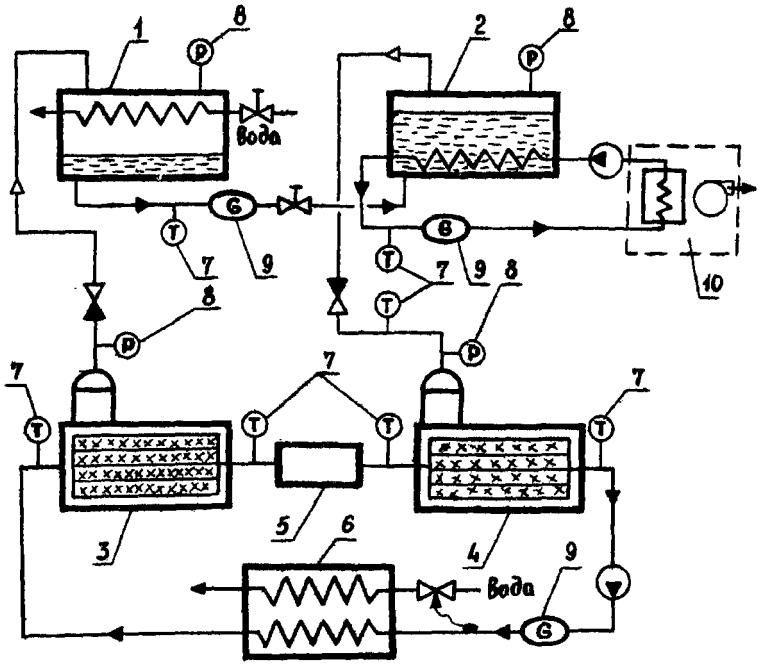


Рис.11.3. Схема усовершенствованной установки

Машина предназначена для получения холода и тепла. Она состоит из двух реакторов, соединенных с конденсатором и испарителем линиями, содержащими обратные клапаны.

Обогрев и охлаждение реакторов производится теплоносителем, последовательно прогоняемым через подогреватель и охладитель.

В начальный момент реактор 1 полностью охлажден и подготовлен к обогреву, реактор 2 полностью обогрет и подготовлен к охлаждению. Теплоноситель, выходящий из подогревателя с постоянной температурой t_h, поступает в реактор 1.

Температура теплоносителя остается постоянно высокой, имеет величину, близкую к начальной температуре реактора 1.

Далее теплоноситель направляется в охладитель, где его температура достигает низшей постоянной температуры t_4. Через насос теплоноситель поступает в реактор 2 и, отводя тепло, подогревается до температуры в реакторе. Пройдя подогреватель, теплоноситель догревается до высшей температуры t_h.

Циркуляция теплоносителя продолжается до тех пор, пока реактор 2 достаточно не охладится. В этот момент заканчивается первая половина цикла. После переключения реверсивного вентиля начинается вторая половина цикла, при которой нагретый теплоноситель направляется в реактор 2, а охлажденный в реактор 1. При такой системе 70% потребляемой машиной теплоты регенерируется. Испытаниям подвергалась модель с номинальной производительностью 10 кВт.

Характеристики реактора:

Емкость - 0.11 м^3

Масса поглотителя - 23 кг

Масса теплоносителя - 11 кг

Масса теплообменника - 79 кг

Температура теплоносителя:

Высшая $t_h = 255^\circ C$

Низшая - 47°C

$t_k = 38^\circ C$

$t_o = 5^\circ C$

Тепловой коэффициент при испытаниях $\zeta_x = 0.70 - 0.74$.

Исследования продолжаются при различных конструкциях реакторов и различных поглотителях.

Машины многократного действия

Цикл машины двойного, тройного и многократного действия состоит из циклов машин простого действия с различными поглотителями.

Рабочие вещества подобраны так, что теплота, выделяемая при адсорбции газа в цикле, расположенном в зоне повышенных температур, используется для его десорбции в цикле, расположенном в зоне пониженных температур. Таким образом, благодаря регенерации теплоты, удается существенно повысить энергетическую эффективность машины.

Схема каскадной машины двойного действия приведена на рис. 11.4.

В одном цикле участвуют *цеолит-вода*, в другом - *активированный уголь-метанол.*

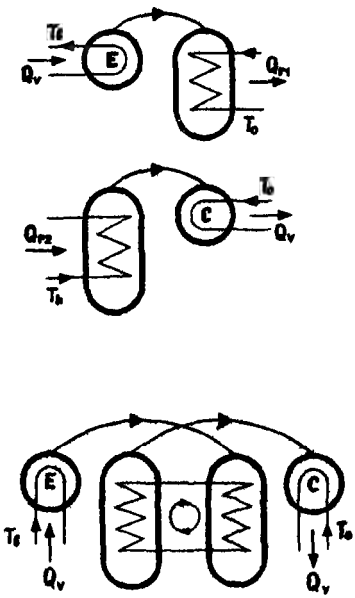


Рис.11.4. Схема каскадной сорбционной холодильной машины

Машина содержит 2 реактора с цеолитом, 1 реактор с активированным углем, 2 конденсатора и 2 испарителя для воды и метанола. Теплота адсорбции цикла 1 *цеолит-вода*, расположенного в зоне высоких температур, используется для десорбции воды в холодной части цикла 1 и десорбции метанола в цикле 2. Десорбция воды в горячей части цикла 1 осуществляется за счет внешнего источника теплоты. При испытании машины получен тепловой коэффициент $\zeta_x = 1.06$.

На рис. 11.5 изображена схема каскадной машины двойного действия. Машина содержит 4 реактора, в двух из них происходит десорбция (R_1' и R_2), в двух других - адсорбция (R_3 и R_1). Теплота, выделенная в реакторе R_3, передается реактору R_2.

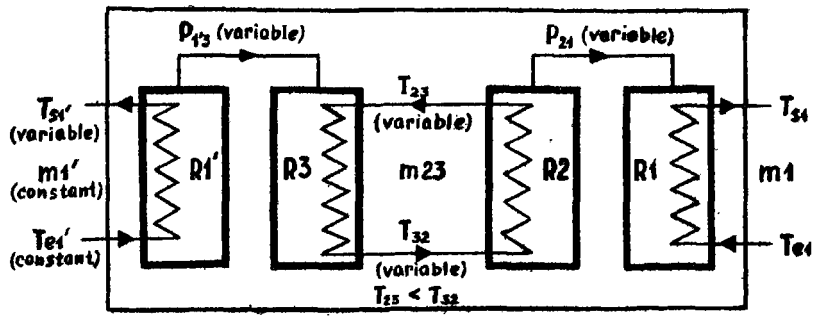


Рис.11.5. Схема каскадной машины двойного действия

На основе данных, полученных при испытании моделей простого действия с поглотителями $MnCl_2$ и $NiCl_2$ и холодильным агентом NH_3, расчетным путем для машины двойного действия с конденсатором и испарителем был определен тепловой коэффициент $\zeta = 1.0 - 1.1$ при температуре кипения 0°С.

Систему двойного действия можно осуществить и при использовании лишь двух реакторов. В холодильной машине, разработанной П.Невю и др. применены 2 реактора, один из которых

заполнен $MnCl_2$, второй - $NiCl_2$, хладагент - NH_3, в машине имеются конденсатор и испаритель. Цикл осуществляется в 2 этапа (рис. 11.6):

1. Машина производит холод, потребляя теплоту внешнего источника. Реактор 1 в стадии абсорбции поглощает агент, образующийся в присоединенном к нему испарителе при температуре t_0. Реактор 2 в стадии десорбции при температуре t_1 направляет агент в присоединенный к нему конденсатор. Теплота конденсации используется потребителем при температуре t_1.

2. Машина производит холод, потребляя регенерируемую теплоту. Оба реактора соединены контуром, в котором циркулирует теплоноситель. Реактор 1 соединен с испарителем, реактор 2 - с конденсатором. Образовавшаяся в реакторе 2 теплота абсорбции передается теплоносителем реактору 1, находящемуся в стадии десорбции. Температура в реакторах $t_{рег}$ устанавливается в результате самовыравнивания процессов. Тепловой коэффициент, полученный путем пересчета экспериментальных данных, относящихся к моделям простого действия, изменяется в пределах $\zeta_x = 0.6 - 0.8$.

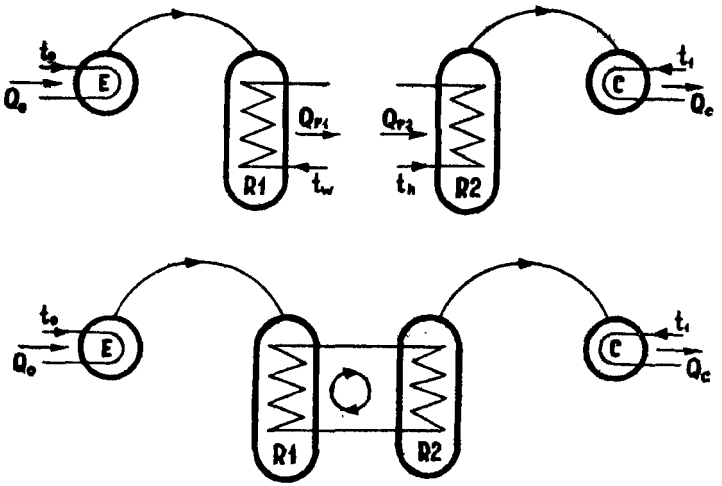


Рис.11.6. Схема машины двойного действия с двумя реакторами

Машины, использующие эффект Джоуля-Томпсона

Эффект Джоуля-Томпсона, как известно, заключается в свойстве реальных газов и жидкостей изменять температуру при адиабатном дросселировании. Разработка холодильных устройств, использующих этот эффект, была предпринята лабораторией реактивных двигателей Калифорнийского технологического института в 1979 г.

Цель этой работы - создание криогенного устройства с неограниченным сроком действия для охлаждения чувствительных элементов инфракрасного излучения, предназначенных для межпланетных полетов.

В 1989 г. выяснилось, что область применения этих машин с сухими поглотителями может быть значительно расширена, в частности для создания домашних тепловых насосов.

В криогенных сорбционных системах при температуре окружающей среды газы низкого давления адсорбируются различными сухими веществами. Схема холодильной машины представлена на рис. 11.7.

При нагреве в реакторе на 100 - 300 °С газы десорбируются при повышенном давлении. Если эти газы охладить сначала в охладителе, а затем в теплообменнике и пропустить через дроссельный вентиль, то они выйдут частично сжиженными и при кипении жидкости произведут холодильное действие. Полученные газы низкого давления, пройдя теплообменник, поступают в реактор, где адсорбируются, отдавая теплоту. На этом цикл заканчивается.

Рассмотренная система не имеет движущихся частей, за исключением долговечных самодействующих обратных клапанов.

В дальнейшем была разработана двухступенчатая система с сублимацией водорода для получения температуры 10 К. Эта система, испытанная в 1991 г., по плану в 1994 г. предполагалась к установке на космическом корабле ШАТЛ.

Были разработаны системы, состоящие из четырех или шести реакторов с регенерацией тепла. Схема одной из них представлена на рис. 11.8.

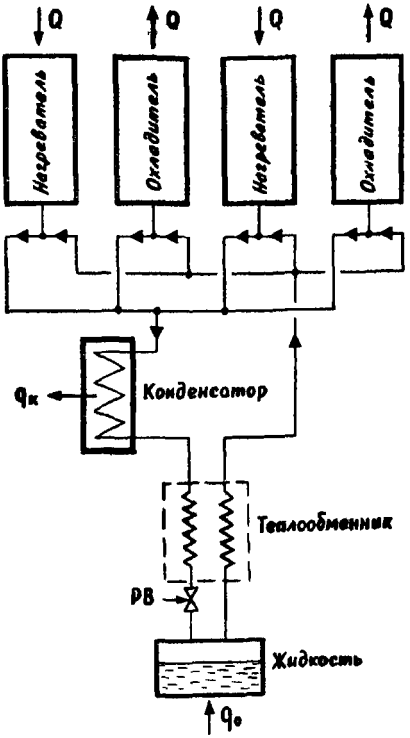


Рис.11.7. Схема холодильной машины

Все 4 реактора объединены общим каналом, по которому циркулирует теплоноситель, каковым могут быть вода или масло. В начальный момент реактор 1 нагрет до 200 °С, а реактор 3 охлажден до 40 °С. Горячий теплоноситель, выходящий из реактора 1, поступает в реактор 2 и передает ему теплоту, а холодный теплоноситель, выходящий из реактора 3, отводит теплоту из реактора 4. Через 1.5 минуты нагретым уже оказывается реактор 2, а охлажденным - реактор 4.

Цикл продолжается, пока через 6 мин. система не достигнет первоначального состояния. При подводе дополнительной теплоты к горячему реактору и отводе теплоты от охлажденного реактора процесс может происходить бесконечно. Для переключения направления потока теплоносителя используются соленоидные вентили.

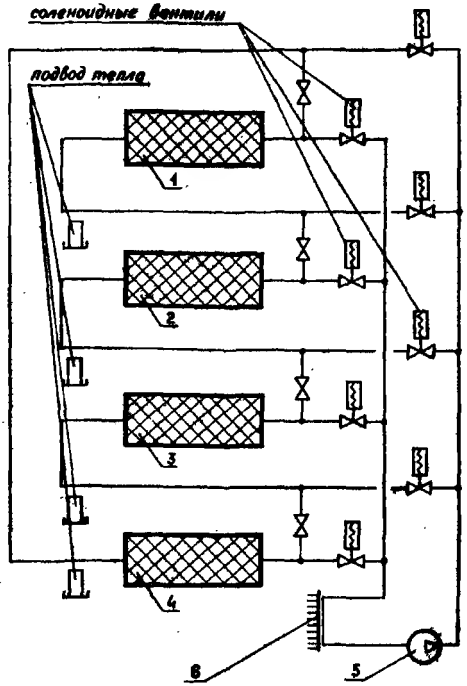


Рис.11.8. Схема холодильной машины с четырьмя реакторами: 1,2,3,4 - ректификаторы; 5 - насос; 6 - радиатор

Показатели тепловых насосов для домашних кондиционеров, полученные путем пересчета данных опытной модели простого действия, приведены в таблице 11.2.

Показатели тепловых насосов для домашних кондициоиеров

Таблица 11.2

Холодильные агенты	Модель с двумя реакторами ζ_{ox}^{max}	Модель с оптимальной регенерацией теплоты при 6 реакторах ζ_{ox}	Модель с оптимальной регенерацией теплоты при 12 реакторах ζ_{ox}	Теоретическое значение в соответствии со 2 законом термодинамики ζ_{x}^{T}
NH_3	0.71	1.06	1.16	1.46
R134a	0.61	0.83	0.92	1.27
H_2O	1.20	1.47		

В опытной модели поглотителем служил активированный уголь с добавкой размельченного трубчатого алюминия, хладагентами были R22, R134a и NH_3. Испытания производились при температуре греющей воды 204.5°С и охлаждающей - 23.9°С, при этом температура конденсации была 37.8°С, температура кипения в испарителе - 4.4°С.

В заключение приводится экологическая характеристика различных систем отопления. В качестве основных показателей здесь приняты степень использования первичной теплоты и количество выделяемой углекислоты. Из табл. 11.3 видно, что по этим показателям наиболее современно отопление при помощи газомоторных и сорбционных тепловых насосов.

Экологическая характеристика различных систем отопления

Таблица 11.3

Системы отопления	Степень использования первичной теплоты	Количество выделяемой углекислоты
1. Электроотопление без обдува	35%	0.55
2. Электроотопление с обдувом	35%	0.55
3. Отопление водяным котлом угольным	80%	0.29
4. Отопление газовым котлом	80%	0.21
5. Отопление газовым котлом	0.95	0.19
6. Тепловые насосы, использующие электроэнергию	110%	0.14 - 0.22
7. Тепловые насосы абсорбционного типа	130%	0.17
8. Тепловые насосы, использующие газовый обогрев	150%	0.12

Машины с сухими поглотителями найдут применение в домашнем тепло-хладоснабжении, при кондиционировании воздуха в автомобилях и как малые машины криогенной техники.

Лекция подготовлена по материалам симпозиума, проведенного в Париже 18-20 ноября 1993 г. по теме "Сорбционные машины с сухими поглотителями", в котором участвовали ведущие холодильные фирмы мира.

ЛЕКЦИЯ ДВЕНАДЦАТАЯ

Тема: *"Особенности эксплуатации абсорбционных холодильных машин".*

Особенности эксплуатации абсорбционных холодильных машин связаны с использованием в качестве рабочих тел растворов. В связи с различием свойств растворов эксплуатация каждого типа машин имеет свои особенности.

Испытание водоаммиачной холодильной установки

После монтажа системы водоаммиачной холодильной машины испытываются на прочность и плотность воздухом.

Испытание на прочность ведется при давлении:
нагнетательная сторона - 0.2 МПа;
всасывающая сторона - 0.16 МПа.

Испытание на плотность ведется при давлении:
нагнетательная сторона - 0.16 МПа;
всасывающая сторона - 0.125 МПа.

При испытании на прочность давление воздуха не должно снижаться в течение 5 мин.

При испытании на плотность за 1 час падение давления должно быть не более $25/D_{вн}$ % от давления испытания. После проведения испытаний на прочность и плотность система вакуумируется. Система выдерживается при давлении 40 мм рт.ст. в течение 18 часов. Допустимое повышение давления - до 50% в первые 6 часов, далее давление должно быть постоянным.

Заполнение водоаммиачной холодильной установки

Заполнение установки рабочим телом ведется в соответствии с нормами заполнения аппаратов, приведенными в табл. 12.1.

Нормы заполнения аппаратов

Таблица 12.1

Аппарат	Заполнение емкости, %
Испарители:	
кожухотрубный	80
вертикальнотрубный	80
змеевиковый	50
кожухотрубный с непрерывным отводом флегмы (барботажная часть)	100
Конденсаторы:	
кожухотрубный	
элементный	
оросительный	
Сборник конденсатора	100
Переохладители:	
водяной	100
паровой	100
Трубопроводы:	
жидкого аммиака	100
крепкого раствора	100
слабого раствора	100
Кипятильники:	
пленочный (сборник слабого раствора)	100
затопленный	75
Дефлегматор	-
Теплообменники:	
сторона слабого раствора	100
сторона крепкого раствора	100
Холодильник слабого раствора	100
Абсорберы:	
пленочный (сборник крепкого раствора)	100
затопленный	80
пленочно-барботажный (барботажная часть)	100
Переохладитель крепкого раствора	100
Генераторы-абсорберы	75

Для каждого аппарата и трубопровода определяют:

полный объем жидкого аммиака, крепкого и слабого растворов, V, м^3;

условный объем заполнения, $V_у$, м^3;

объем посторонних элементов, находящихся в жидкостном пространстве, $V_{гр}$, м^3.

Действительный объем, занимаемый жидкостью, м^3,

$$V_д = V_у - V_{тр}. \quad (12.1)$$

Плотность жидкости:

чистого аммиака $\rho_{NH_3} = 650$ кг/м^3

раствора $\rho_р = (1 - 0.35 \cdot \xi) \cdot 10^3$ кг/м^3, (12.2)

где ξ - средняя концентрация раствора, кг/кг.

Общая масса раствора, кг,

$$G_р = V_д \cdot \rho_р. \quad (12.3)$$

Масса аммиака в растворе, кг,

$$G_{NH_3}' = G_p \cdot \xi. \quad (12.4)$$

Масса дистиллированной воды в растворе, кг,

$$G_{H_2O}' = G_p \cdot (1 - \xi). \quad (12.5)$$

Общая масса аммиака в установке с учетом 10 % потерь на выпуск с воздухом, кг,

$$G_{NH_3} = 1.1 \cdot \sum G_{NH_3}'. \quad (12.6)$$

Общая масса дистиллированной воды в установке, кг,

$$G_{H_2O} = \sum G_{H_2O}'. \quad (12.7)$$

Общая масса антикоррозийного вещества (0.2% от массы дистиллированной воды), кг,

$$G_a = 0.02 \cdot G_{H_2O}. \quad (12.8)$$

Порядок заполнения установки раствором следующий: сначала в установку вводится дистиллированная вода, затем жидкий аммиак.

В мелкие и средние абсорбционные установки заливают воду, находящуюся в отдельном сосуде.

В крупных установках дистиллированную воду обычно приготавливают в абсорбере, к которому подводят греющий водяной пар и охлаждающую воду.

Пар конденсируется и абсорбер постепенно заполняется конденсатом. Перед этим установка либо вакуумируется, либо продувается паром.

Зная жидкостный объем абсорбера, определяют, сколько раз его следует заполнить и опорожнить, чтобы набрать необходимое количество конденсата.

Последнюю порцию конденсата сильно переохлаждают, благодаря чему в абсорбере образуется вакуум, необходимый для введения в дистиллят растворенного в отдельном сосуде антикоррозийного вещества.

Далее в установку вводят жидкий аммиак по весу.

Для получения водоаммиачного раствора используют кипятильник.

Включают водоаммиачный насос и подают в кипятильник часть дистиллята из абсорбера. Под конденсат через специальный наполнительный вентиль подается из баллонов или цистерны жидкий аммиак. При этом давление в генераторе начинает расти и, когда достигает 1-1.5 атм., полученный водоаммиачный раствор перепускают в абсорбер, одновременно откачивая из него новую порцию дистиллята в кипятильник.

Через абсорбер в это время пропускают охлажденную воду, которая препятствует быстрому повышению в нем давления.

Заполнение жидким аммиаком производят до тех пор, пока давление в абсорбере не повысится до 0.2-0.5 атм.

При этом периодически выпускают воздух из абсорбера и кипятильника, чтобы к концу зарядки его не было в аппаратах.

Затем заряжают жидким аммиаком испаритель и ресивер конденсатора. Для этого установку включают в работу, чтобы отсосать аммиачные пары из испарителя и поддержать в нем низкое давление.

После заполнения испарителя и зарядки жидким аммиаком ресивера конденсатора установку выключают.

Из абсорбера и конденсатора удаляют остатки воздуха.

Пуск и остановка машины

Перед пуском машины осуществляются все предварительные действия, которые характерны для холодильной установки.

Последовательность пуска обеспечивает безопасность работы с раствором.

Порядок пуска:

включить охлаждающую воду на конденсатор, абсорбер и дефлегматор;

постепенно включить греющий пар на кипятильник и открыть вентиль, выпускающий из аппарата конденсат. В аппарате затопленного типа раствор нагревается до температуры слабого раствора в конце выпаривания; в пленочном аппарате прогрев ведут до состояния, когда температура конденсата приближается к температуре насыщенного греющего пара;

включить водоаммиачный насос и открыть регулирующий вентиль на слабом растворе так, чтобы уровень в ресивере слабого раствора оставался постоянным;

постепенно открыть всасывающий вентиль;

открыть регулирующий вентиль на жидком аммиаке;

включить рассольный насос на испаритель;

окончательно отрегулировать подачу жидкого аммиака и слабого раствора в абсорбер, установив постоянство уровней в аппаратах;

записать в журнал цеха время пуска установки.

Остановка машины осуществляется в обратном порядке.

В конце операций в журнал записывается время и причины остановки машины.

Рабочий режим холодильной машины должен обеспечивать получение заданных рабочих условий при проектных расходах внешних источников.

Ранее была установлена зависимость теплового коэффициента холодильной машины от параметров внешних источников, поэтому при правильной эксплуатации необходимо путем регулирования параметров обеспечивать экономичный режим работы машины.

Основными условиями надежной работы абсорбционных машин являются своевременный и качественный ремонт водоаммиачных насосов и очистка теплопередающих поверхностей аппаратов от загрязнений.

Обслуживание водоаммиачных насосов зависит от их типа. В составе абсорбционной водоаммиачной холодильной машины могут работать поршневые, центробежные открытого типа и герметичные, центробежно-вихревые насосы.

Пуск и обслуживание осуществляется в соответствии с требованиями техники безопасности к насосам каждого типа. Особое внимание нужно обратить на возможность вскипания раствора во всасывающей части насоса.

Вскипание раствора можно определить по падению давления на нагнетательной стороне.

Для отвода паров, образующихся при вскипании, всасывающая сторона насоса соединяется уравнительной трубкой с паровым пространством абсорбера.

Вскипание раствора особенно неприятно для центробежно-вихревого насоса: может произойти заклинивание лопаток ротора и выход насоса из строя.

Надежность работы насоса во многом определяет стабильность работы холодильной машины в целом.

Особенность обслуживания вертикальнотрубного кипятильника заключается в наблюдении за работой распределительных колпачков, обеспечивающих стекание раствора пленкой.

При засорении колпачков уровень жидкости над ними повышается, что можно наблюдать по указательному стеклу.

В остальном обслуживание кипятильника не отличается от любого аппарата, предназначенного для кипения жидкости при обогреве паром, горячей водой или газом.

Работу колонны проверяют по температуре пара и раствора, поступающих на насадку, и флегмы на ректификационных тарелках.

Зная давление в кипятильнике, находят энтальпии и концентрации указанных веществ и по уравнениям материального баланса насадки и теплового баланса укрепляющей колонны определяют состояние пара, поступающего из насадки и ректификационных тарелок в дефлегматор.

Состояние пара можно определить графически.

Особенности эксплуатации абсорбера заключаются в систематической проверке концентрации слабого и крепкого растворов по таблицам в зависимости от температуры и давления.

При этом предъявляются строгие требования к обеспечению необходимой подачи раствора и охлаждающей воды для эффективного протекания процесса абсорбции.

При обслуживании дефлегматора наблюдают за достаточной подачей охлаждающей воды, непрерывным отводом флегмы в кипятильник и температурой аммиачных паров, поступающих в конденсатор.

При накапливании флегмы в аппарате может быть ее выброс в конденсатор и испаритель, что приводит к обезвоживанию основных аппаратов, уменьшению холодопроизводительности, нарушению рабочего процесса.

При эксплуатации теплообменника растворов, кроме измерения температур сред, следят за тем, чтобы при временной остановке холодильной машины выходной вентиль на крепком растворе был всегда открыт. При закрытом вентиле в случае неплотности вентилей на слабом растворе давление на стороне крепкого раствора может дойти до опасного предела.

Особенностью эксплуатации испарителя является осуществление дренирования флегмы.

Период дренирования испарителя от флегмы зависит от качества работы ректификационной колонны и дефлегматора. На необходимость дренажа указывает уменьшение уровня в ресиверах крепкого и слабого раствора (генератора и абсорбера), а также понижение давления в испарителе при тех же температурах рассола.

Дренирование производят периодически и постепенно, чтобы оно не отразилось на работе водоаммиачного насоса.

При эксплуатации конденсатора ведется контроль за температурами воды, холодильного агента, давлением, что может говорить о попадании флегмы. В остальном он эксплуатируется как любой конденсатор аммиачной холодильной машины. Эксплуатация остальных аппаратов не имеет особенностей в сравнении в аммиачными холодильными установками.

Испытание бромистолитиевой холодильной установки

После окончания монтажа бромистолитиевой холодильной машины производят следующие ее испытания:

1. Межтрубное пространство аппаратов, трубопроводы, связывающие эти пространства на плотность:

- пневматическим давлением 0.07 МПа с последующим обмыливанием (при этом пузыри и пузырчатая сыпь не допускаются);
- парами дифторхлорметана в смеси с азотом избыточным давлением 0.07 МПа с последующей проверкой галоидным течеискателем;
- на вакуум остаточным давлением 6 мм рт.ст. с выдержкой в течение 18 часов. Рост остаточного давления - не более 1 мм рт.ст.

2. Трубное пространство всех аппаратов и линий - трубопроводов, связывающих эти пространства:

- на прочность гидравлическим давлением: абсорбер 0.9 МПа, испаритель - 1 МПа;
- на плотность пневматическим давлением 0.2 МПа с последующим обмыливанием.

Заполнение бромистолитиевой холодильной установки

Водный раствор бромистого лития приготавливают в отдельном резервуаре. Для этого используют дистиллированную воду и чистый бромистый литий в виде белого мелкокристаллического порошка. Бромистый литий должен быть в герметичной упаковке, защищающей его от увлажнения.

Концентрацию раствора принимают средней между крепким и слабым раствором.

Условный объем заполнения всех аппаратов холодильной машины составляет 100%.

Приготовленный раствор подается насосом через теплообменник в кипятильник, затем сливается во вторую полость теплообменника, трубопроводы и др.

Необходимо предохранять аппараты от попадания в них воздуха, так как даже с антикоррозийными добавками кислород воздуха вызывает коррозию металла.

Пуск, остановка и обслуживание машины

Перед пуском контролируют вакуум в аппаратах.

Порядок пуска:

включают воду на конденсатор и абсорбер;

включают греющий пар на кипятильник;

раствор нагревают до проектной температуры;

включают циркуляционный насос раствора;

включают циркуляционный насос холодной воды в испарителе;

включают насос технологической воды.

Бромистолитиевая холодильная установка безопасна в работе.

При эксплуатации необходимо следить за работой насоса и соблюдением вакуума в испарителе и конденсаторе.

Опасной для рабочего процесса является кристаллизация крепкого раствора, поэтому необходимо знать температуру, при которой начинают выпадать кристаллы бромистого лития.

В процессе эксплуатации необходимо поддерживать температуру крепкого раствора на 5-7 °С выше температуры кристаллизации.

Правила техники безопасности требуют строгого соблюдения последовательности операций при остановке машины:

отключить насос технологической воды;

прекратить подачу греющего пара;

выключить циркуляционные и рециркуляционные насосы растворов и холодной воды;

прекратить подачу охлаждающей воды на конденсатор и абсорбер;

перекрыть вентили, через которые в машину может попасть воздух.

Если возможно замерзание воды в аппаратах, ее сливают из труб и водяных пространств крышек абсорбера, конденсатора, дефлегматора, трубопроводов.

Чтобы исключить кристаллизацию и замерзание раствора, его сливают в отдельный ресивер, который должен быть оборудован паровым обогревом.

При длительной остановке аппараты заполняются азотом с давлением на 0.01-0.02 МПа выше атмосферного. Давление консервации контролируется манометрами, установленными на блоках.

При сдаче абсорбционной холодильной машины в эксплуатацию к документации прикладываются подробные инструкции по каждому аппарату и машине в целом с указанием возможных нарушений работы и способов их устранения.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ И РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бадылькес И.С., Данилов Р.Д. Абсорбционные холодильные машины. -М.: Пищевая промышленность, 1966.- 335 с.

2. Блиер Б.М., Вургафт А.В. Теоретические основы проектирования абсорбционных термотрансформаторов. -М.: Пищевая промышленность, 1971.- 199 с.

3. Блиер Б.М., Галимова Л.В. Анализ термодинамического совершенства выпарных элементов абсорбционных холодильных машин // Труды Всесоюзной научно-технической конференции по термодинамике. Сборник докладов секции "Новые технические схемы и циклы." -Л., 1969.

4. Быков А.В., Калнинь И.М., Крузе А.С. Холодильные машины и тепловые насосы. -М.: Агропромиздат, 1988.- 286 с.

5. Вургафт А.В., Галимова Л.В. Массоотдача при сопутствующей ректификации в генераторах АХМ / Известия вузов СССР. Пищевая технология.- 1974.- № 5.

6. Вургафт А.В., Галимова Л.В. Теплоотдача при кипении водоаммиачного раствора в стекающей пленке на вертикальной трубе // Холодильная техника. - 1974.- № 2.

7. Галимова Л.В. Результаты экспериментального исследования и методика расчета вертикального пленочного генератора абсорбционной водоаммиачной холодильной машины // Тезисы докладов Всесоюзной конференции "Совершенствование процессов, машин и аппаратов холодильной и криогенной техники и кондиционирования воздуха".- Ташкент, 1977.

8. Галимова Л.В., Вургафт А.В. Изменение температурного напора по высоте вертикального пленочного генератора абсорбционной холодильной машины // Холодильная техника. - 1979.- № 7.

9. Галимова Л.В. К методике расчета выпарного элемента генератора АХМ // Тезисы докладов научно-технической конференции "Повышение эффективности использования теплообменных аппаратов холодильных машин". - Астрахань, 1980.

10. Галимова Л.В. Использование агрегата АБХА-2500 для целей отопления на Астраханском заводе резиновой обуви // Холодильная техника.- 1983.- № 4.

11. Галимова Л.В. Тепловой насос на базе АБХА-2500 // Тезисы докладов Всесоюзного научно-практического семинара "Тепловые насосы в народном хозяйстве СССР". - Калининград, 1990.

12. Галимова Л.В., Голиков Ф.Д. Исследование возможности применения тепловых насосов в схемах очистки сточных вод гальванопроизводства. Вестник Астраханского технического института рыбной промышленности и хозяйства. -М., 1993.

13. Гуйго Э.И. и др. Теоретические основы хладотехники. Ч. I. Термодинамика. -М.: Колос, 1994.- 286 с.

14. Гуйго Э.М. и др. Теоретические основы хладотехники. Ч. II. Тепломассообмен. -М.: Колос, 1994.- 367 с.

15. Дзино А.А., Тимофеевский Л.С., Ковалевич Д.А. Синтез термодинамических циклов одноступенчатой бромистолитиевой холодильной машины // Холодильная техника. - 1992.- № 6.

16. Рей Д., Макмайкл Д. Тепловые насосы. - М.: Энергоиздат, 1982.-218 с.

17. Розенфельд Л.М., Ткачев А.Г. Холодильные машины и аппараты. -М.: Издательство торговой литературы, 1960.- 650 с.

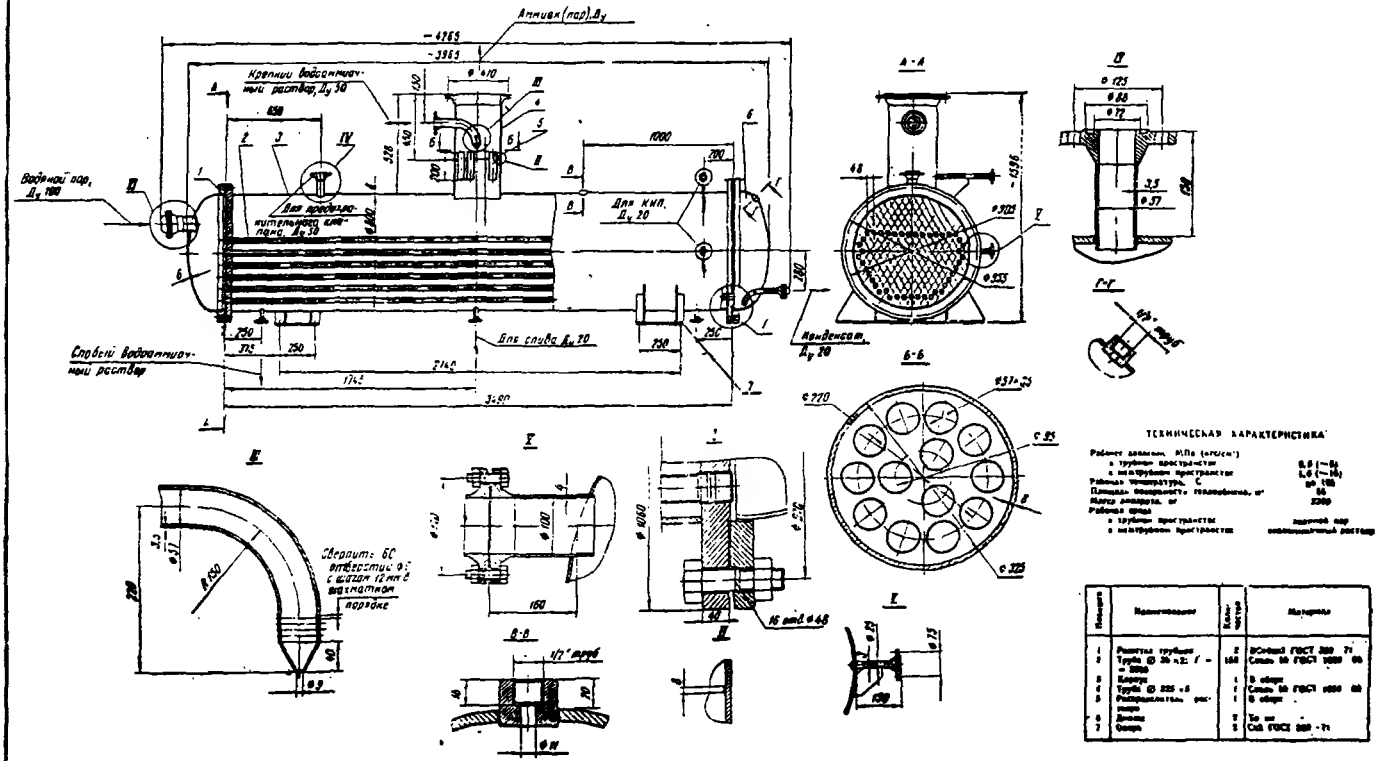
18. Сакун И.А. и др. Холодильные машины. -Л.: Машиностроение, 1985.- 504 с.

19. Сакун И.А. и др. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин. -Л.: Машиностроение, 1987.- 418 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ 3
ЛЕКЦИЯ ПЕРВАЯ
Тема: "Энергосберегающие холодильные системы. Абсорбционные холодильные машины, их экологическая и экономическая перспективность. Основы термодинамики растворов, принцип действия абсорбционной холодильной машины. Области применения." 5
ЛЕКЦИЯ ВТОРАЯ
Тема: "Полная схема абсорбционной водоаммиачной холодильной машины. Теоретический цикл в диаграмме ξ-i. Тепловой расчёт холодильной машины." 17
ЛЕКЦИЯ ТРЕТЬЯ
Тема: "Влияние параметров внешних источников на процессы и эффективность работы абсорбционных водоаммиачных холодильных машин. Сложные схемы абсорбционных водоаммиачных холодильных машин." 27
ЛЕКЦИЯ ЧЕТВЕРТАЯ
Тема: "Сложные схемы абсорбционных водоаммиачных холодильных машин" (продолжение) 37
ЛЕКЦИЯ ПЯТАЯ
Тема: "Теоретические основы расчета и конструирования аппаратов абсорбционных водоаммиачных холодильных машин. Примеры аппаратов и схем промышленных абсорбционных водоаммиачных холодильных машин." 49
ЛЕКЦИЯ ШЕСТАЯ
Тема: "Тепловой и конструктивный расчет аппаратов." 60
ЛЕКЦИЯ СЕДЬМАЯ
Тема: "Безнасосные абсорбционные холодильные машины. Принципы расчета." 73

ЛЕКЦИЯ ВОСЬМАЯ
Тема: "Абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина. Теоретический и действительный циклы в диаграмме ξ-i. Тепловой расчет холодильной машины." 103
ЛЕКЦИЯ ДЕВЯТАЯ
Тема: "Анализ работы и область существования теоретических циклов одноступенчатой АБХМ." 114
ЛЕКЦИЯ ДЕСЯТАЯ
Тема: "Абсорбционный тепловой насос. Принцип действия, расчет цикла. Примеры использования в технике"..... 125
ЛЕКЦИЯ ОДИННАДЦАТАЯ
Тема: "Сорбционные холодильные машины с твердым поглотителем. Принцип действия. Схемы холодильных машин простого и многократного действия". 139
ЛЕКЦИЯ ДВЕНАДЦАТАЯ
Тема: "Особенности эксплуатации абсорбционных холодильных машин". 153
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ И РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ 163
ПРИЛОЖЕНИЕ 167



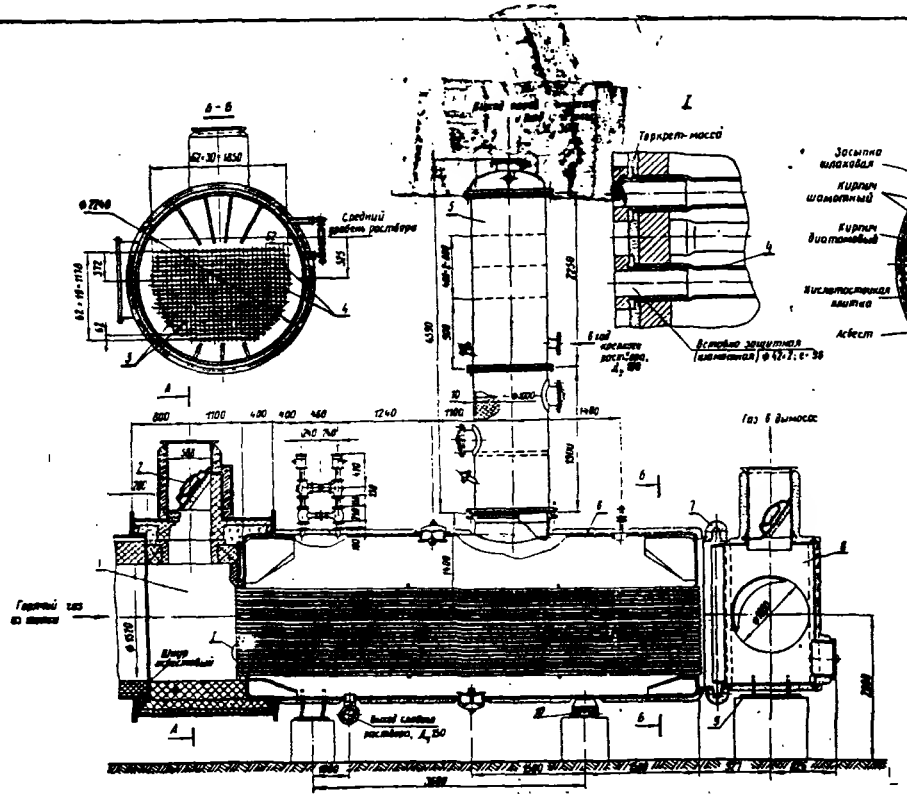
ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Рабочее давление, МПа (кгс/см²)	
в трубном пространстве	0,6 (~6)
в межтрубном пространстве	1,6 (~16)
Рабочая температура, °С	до 165
Площадь поверхности теплообмена, м²	66
Масса аппарата, кг	2300
Рабочая среда	
в трубном пространстве	водяной пар
в межтрубном пространстве	водозаборный раствор

Позиция	Наименование	Кол.	Материал
1	Решетка трубная	2	Вст3сп5 ГОСТ 380-71
2	Труба Ø 38×2,5 ℓ = 2000	168	Сталь 20 ГОСТ 1050-88
3	Корпус	1	В сборе
4	Труба Ø 325×8	1	Сталь 20 ГОСТ 1050-88
5	Распределитель раствора	1	В сборе
6	Днище	4	То же
7	Опора	4	Ст3 ГОСТ 380-71

Генератор горизонтальный кожухотрубный затопленный

Лист

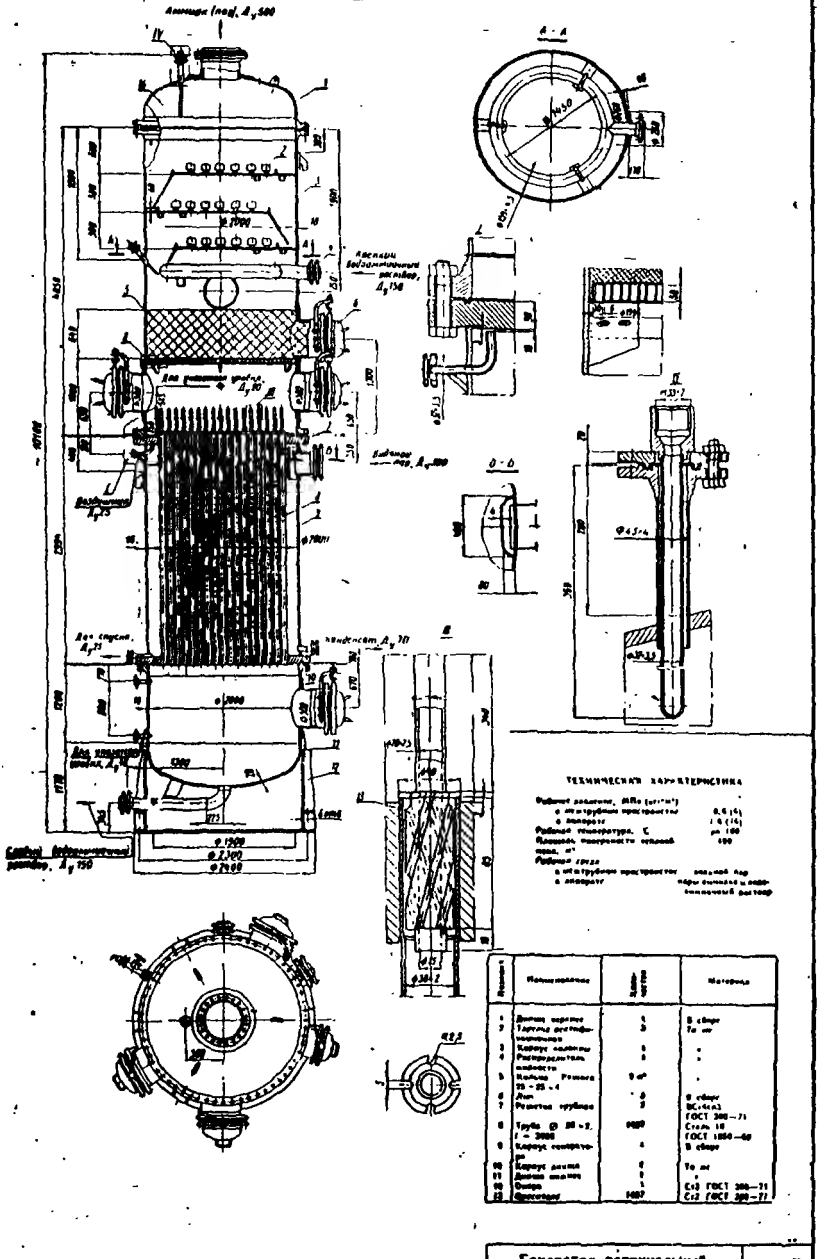


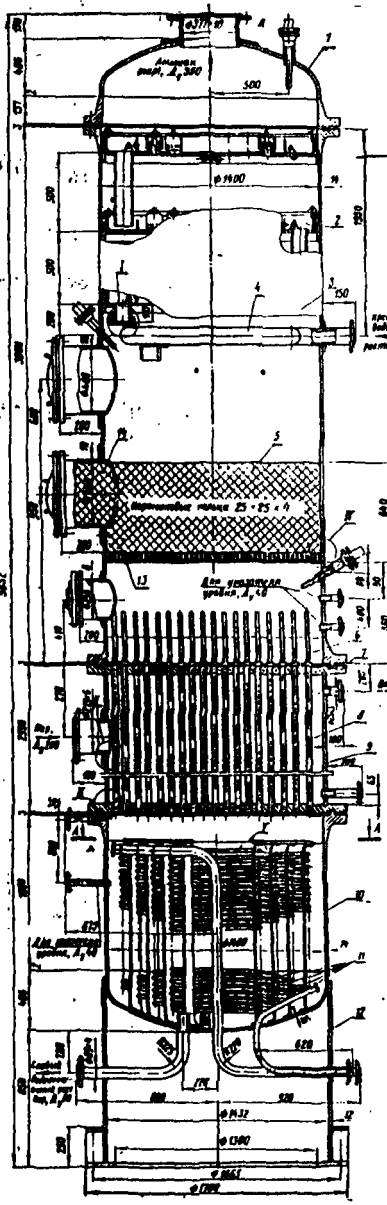
ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

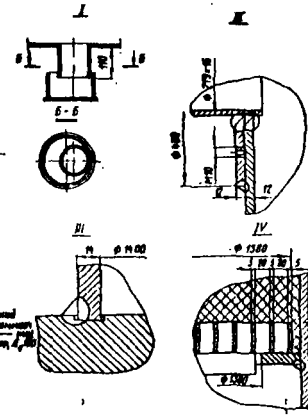
Рабочее давление, МПа (кгс/см²)	1,6 (~16)
Рабочая температура, °С	
газа на входе	650
- на выходе	550
газового раствора	550
Площадь поверхности теплообмена, м²	
Масса, кг	
Рабочая среда	
а трубном пространстве	дымовые газы
а межтрубном пространстве	кислотный раствор

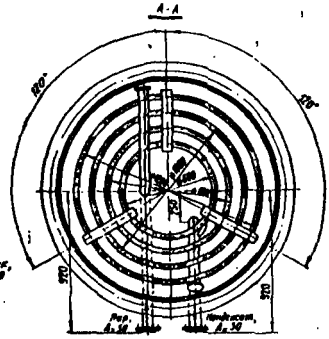
Позиция	Наименование	Количество	Материал
1	Корпус верхний	1	Ст обыкн
2	Корпус нижний	1	Ст 3пс
3	Трубы змеевика Ø 76 х6	1 м	—
4	Трубы змеевика Ø 48 х3	4,6	—
5	Днище эллиптическое	1	Ст обыкн
6	Кольцо	1	Ст 3пс
7	Компенсатор	1	—
8	Корпус нижний	1	—
Б-Б	Штуцер змеевика	1	—
	Штуцер змеевика	1	—

Генератор горизонтальный конвективный газотрубный	Лист 2


Штуцер (люк), A_y 500
Вид I
Вид II
Вид III
Вид IV
А – А
Б – Б
В
Г
Д
Е
Ж
Штуцер A_y 70
Штуцер A_y 150
Штуцер A_y 100
Штуцер A_y 25
Штуцер A_y 32
Штуцер A_y 50
Штуцер A_y 80
Штуцер A_y 125
Штуцер A_y 200
Штуцер A_y 300
Штуцер A_y 400
Штуцер A_y 600
Люк A_y 500
Люк A_y 400
Люк A_y 300
Люк A_y 250
Люк A_y 200
Люк A_y 150
Люк A_y 125
Люк A_y 100
Люк A_y 80
Люк A_y 70
Люк A_y 50
Люк A_y 40
Люк A_y 32
Люк A_y 25
Люк A_y 20
Люк A_y 15
Люк A_y 10
Люк A_y 8
Люк A_y 6
Люк A_y 4
Люк A_y 3
Люк A_y 2
Люк A_y 1
Люк A_y 0,5
Люк A_y 0,25
Люк A_y 0,1
Люк A_y 0,05
Люк A_y 0,025
Люк A_y 0,01
Люк A_y 0,005
Люк A_y 0,002
Люк A_y 0,001
Люк A_y 0,0005
Люк A_y 0,0002
Люк A_y 0,0001
Люк A_y 0,00005
Люк A_y 0,00002
Люк A_y 0,00001
Люк A_y 0,000005
Люк A_y 0,000002
Люк A_y 0,000001
Люк A_y 0,0000005
Люк A_y 0,0000002
Люк A_y 0,0000001
Люк A_y 0,00000005
Люк A_y 0,00000002
Люк A_y 0,00000001
Люк A_y 0,000000005
Люк A_y 0,000000002
Люк A_y 0,000000001
Люк A_y 0,0000000005
Люк A_y 0,0000000002
Люк A_y 0,0000000001
Люк A_y 0,00000000005
Люк A_y 0,00000000002
Люк A_y 0,00000000001
Люк A_y 0,000000000005
Люк A_y 0,000000000002
Люк A_y 0,000000000001
Люк A_y 0,0000000000005
Люк A_y 0,0000000000002
Люк A_y 0,0000000000001
Люк A_y 0,00000000000005
Люк A_y 0,00000000000002
Люк A_y 0,00000000000001
Люк A_y 0,000000000000005
Люк A_y 0,000000000000002
Люк A_y 0,000000000000001
Люк A_y 0,0000000000000005
Люк A_y 0,0000000000000002
Люк A_y 0,0000000000000001
Люк A_y 0,00000000000000005
Люк A_y 0,00000000000000002
Люк A_y 0,00000000000000001
Люк A_y 0,000000000000000005
Люк A_y 0,000000000000000002
Люк A_y 0,000000000000000001
Люк A_y 0,0000000000000000005
Люк A_y 0,0000000000000000002
Люк A_y 0,0000000000000000001
Люк A_y 0,00000000000000000005
Люк A_y 0,00000000000000000002
Люк A_y 0,00000000000000000001
Люк A_y 0,000000000000000000005
Люк A_y 0,000000000000000000002
Люк A_y 0,000000000000000000001
Люк A_y 0,0000000000000000000005
Люк A_y 0,0000000000000000000002
Люк A_y 0,0000000000000000000001
Люк A_y 0,00000000000000000000005
Люк A_y 0,00000000000000000000002
Люк A_y 0,00000000000000000000001
Люк A_y 0,000000000000000000000005
Люк A_y 0,000000000000000000000002
Люк A_y 0,000000000000000000000001
Люк A_y 0,0000000000000000000000005
Люк A_y 0,0000000000000000000000002
Люк A_y 0,0000000000000000000000001
Люк A_y 0,00000000000000000000000005
Люк A_y 0,00000000000000000000000002
Люк A_y 0,00000000000000000000000001
Люк A_y 0,000000000000000000000000005
Люк A_y 0,000000000000000000000000002
Люк A_y 0,000000000000000000000000001
Люк A_y 0,0000000000000000000000000005
Люк A_y 0,0000000000000000000000000002
Люк A_y 0,0000000000000000000000000001
Люк A_y 0,00000000000000000000000000005
Люк A_y 0,00000000000000000000000000002
Люк A_y 0,00000000000000000000000000001
Люк A_y 0,000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,0000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000001
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000005
Люк A_y 0,00000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000000002
Люк A_y 0,00000







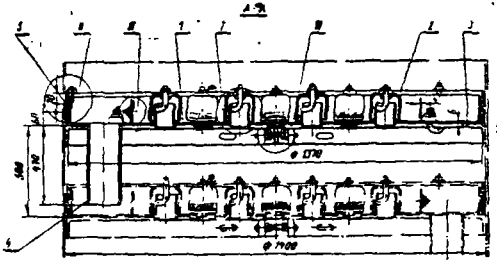
ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

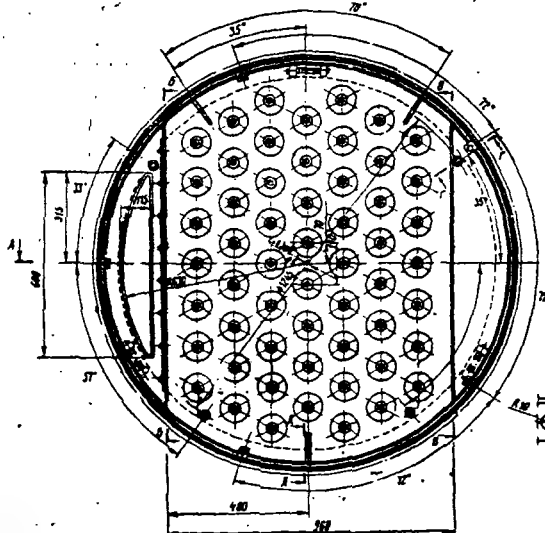
Рабочее давление, МПа (кгс/см²)	
в межтрубном пространстве	0,6 (6)
в аппарате	1,0 (10)
Рабочая температура, °С	до 120
Площадь поверхности теплообмена, м²	
двухтрубных теплообменников	945
змеевиков	32
Масса аппарата, кг	16 240
Рабочая среда	
в межтрубном пространстве	водяной пар
в аппарате	парогазовая и газожидкостная смеси

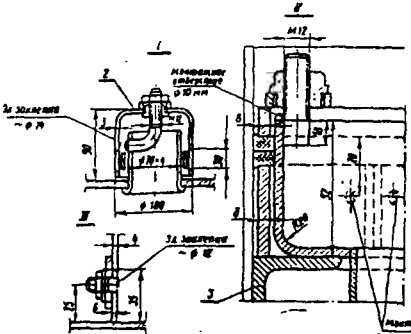
Позиция	Наименование	Кол.	Материал
1	Днище	1	В сборе
2	Торцевая решетка	2	Ст 3пс
3	Корпус аппарата	1	"
4	Распределительное устройство	1	"
5	Кольцо 28 х 28 х 4	0,5 м	"
6	Фрегтонт	703	"
7	Решетка трубная	2	ВСт4кп3 ГОСТ 380—71
8	Труба Ø 76 х 3 L = 2000	703	Сталь 20 ГОСТ 1050—88
9	Корпус теплообменника	1	В сборе
10	Корпус змеевика	1	Ст 3пс
11	Змеевик из трубы 28 х 2; L = 83 200	—	Сталь 10 ГОСТ 1050—88
12	Фланец	1	Ст3 ГОСТ 380—71
13	Фланец патрубка	1	В сборе
14	Днище	1	Ст 3пс

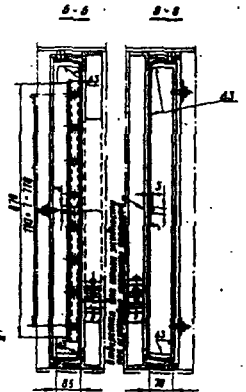
Генератор кожухотрубный вертикальный пленочный

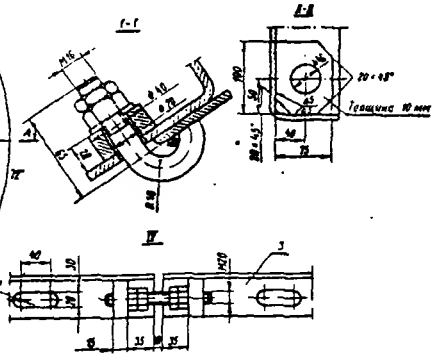
Лист 4









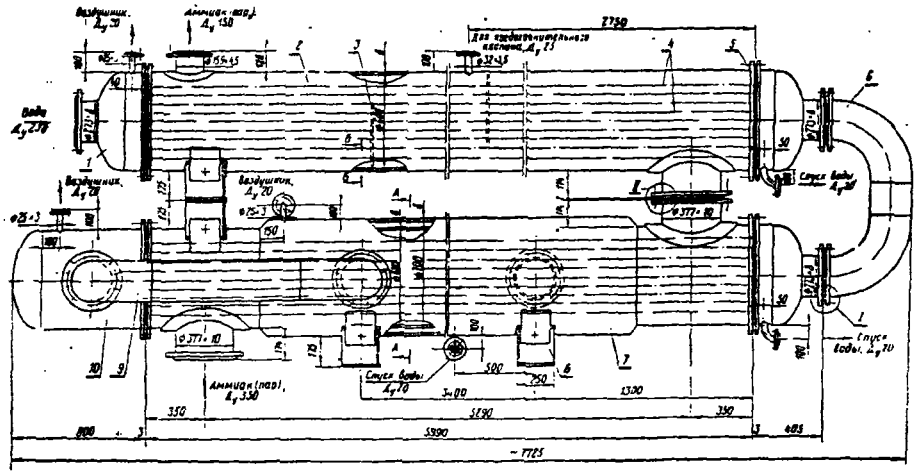


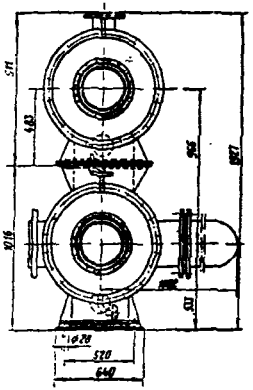
ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

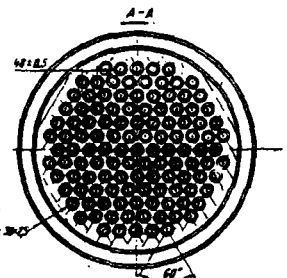
Позиция	Наименование	Кол. штук	Материал
1	Основание тарелки	1	Сталь 12Х18Н10Т ГОСТ 5632—72
2	Колпачок К-ТСК-III	50	Сталь 12Х18Н10Т ГОСТ 5632—72
3	Опора тарелки	1	Сталь 12Х18Н10Т ГОСТ 5632—72
4	Труба переливная	2	Сталь 12Х18Н10Т ГОСТ 5632—72
5	Уплотнение тарелки	1	В сборе

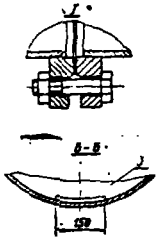
Тарелка колпачковая капсульного типа ТСК-III

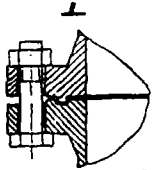
Лист 5









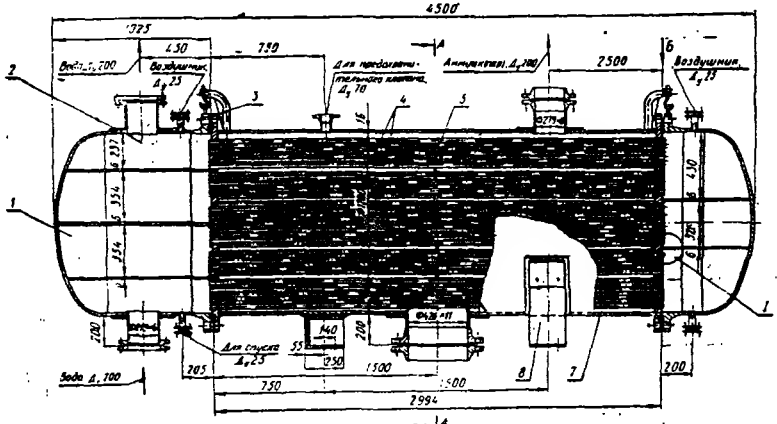


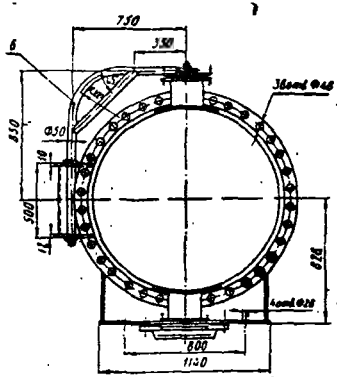
ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

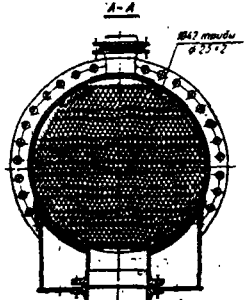
Рабочее давление, МПа (кг/см²)	
в межтрубном пространстве	1,6 (~16)
в трубках	0,6 (~6)
Рабочая температура, °С	
в межтрубном пространстве	35—160
в трубках	30
Площадь поверхности теплообмена, м²	170
Масса, кг	6000
Рабочая среда	
в межтрубном пространстве	аммиак
в трубках	вода

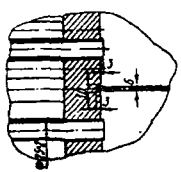
Позиция	Наименование	Кол. штук	Материал
1	Крышка	2	В сборе
2	Корпус	1	То же
3	Перегородка	6	Ст3кп5 ГОСТ 380—71
4	Трубка Ø 38 ×2,5; l = 5980	121	Сталь 10 ГОСТ 1050—60
5	Решетка трубная	4	Ст3кп5 ГОСТ 380—71
6	Трубка Ø 273 ×8	1	Сталь 10 ГОСТ 1050—60
7	Кронштейн с рубашкой	1	В сборе
8	Опора	2	Ст3 ГОСТ 380—71
9	Трубка Ø 133 ×6	1	Сталь 10 ГОСТ 1050—60
10	Крышка	1	В сборе

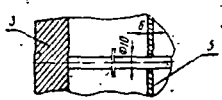
Дефлегматор элементный | Лист 6

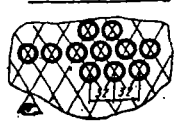


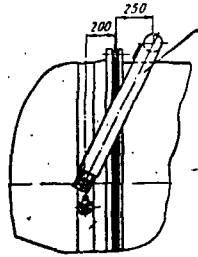












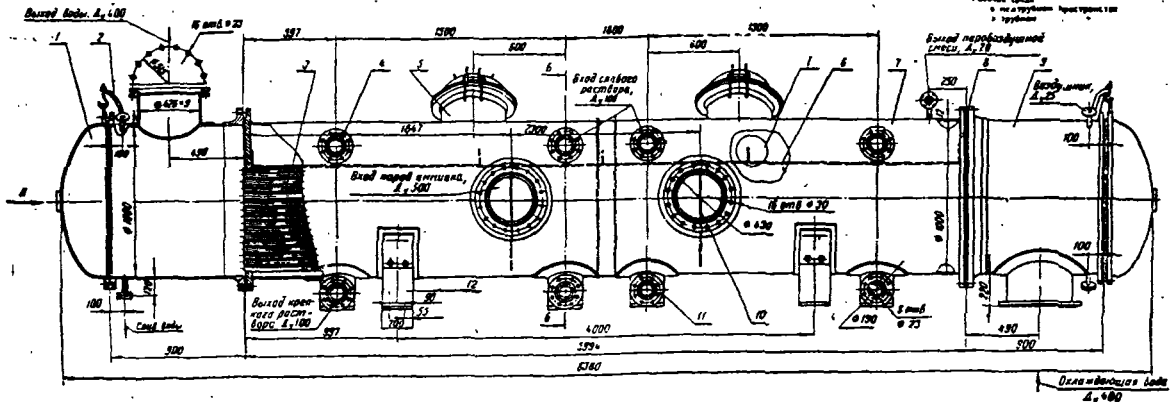
ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

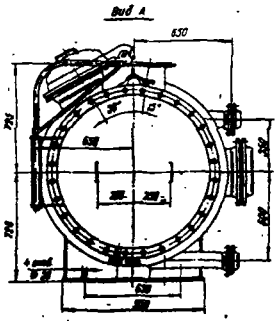
Рабочее давление, МПа (кгс/см²)	
в межтрубном пространстве	1,6 (~16)
в трубках	0,6 (~6)
Рабочая температура, °С	не более 70
Площадь поверхности теплообмена, м²	1042
Рабочая среда:	
в межтрубном пространстве	конденсат
в трубках	вода

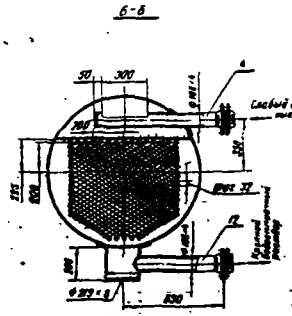
Позиция	Наименование	Кол.	Материал
1	Корпус	1	Ст 3кп ГОСТ 380-71
2	Крышка	1	Ст 3кп ГОСТ 380-71
3	Решетка трубная	1	Ст 3кп ГОСТ 380-71
4	Трубы Ø 25×2	1042	Сталь 10 ГОСТ 8733-66
5	Перегородка	1	Ст 3кп ГОСТ 380-71
6	Фланец	2	Ст 3кп ГОСТ 380-71
7	Болт	8	Ст 3кп ГОСТ 380-71
8	Гайка	8	Ст 3кп ГОСТ 380-71

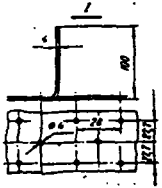
Дефлегматор кожухотрубный | Лист 7

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА





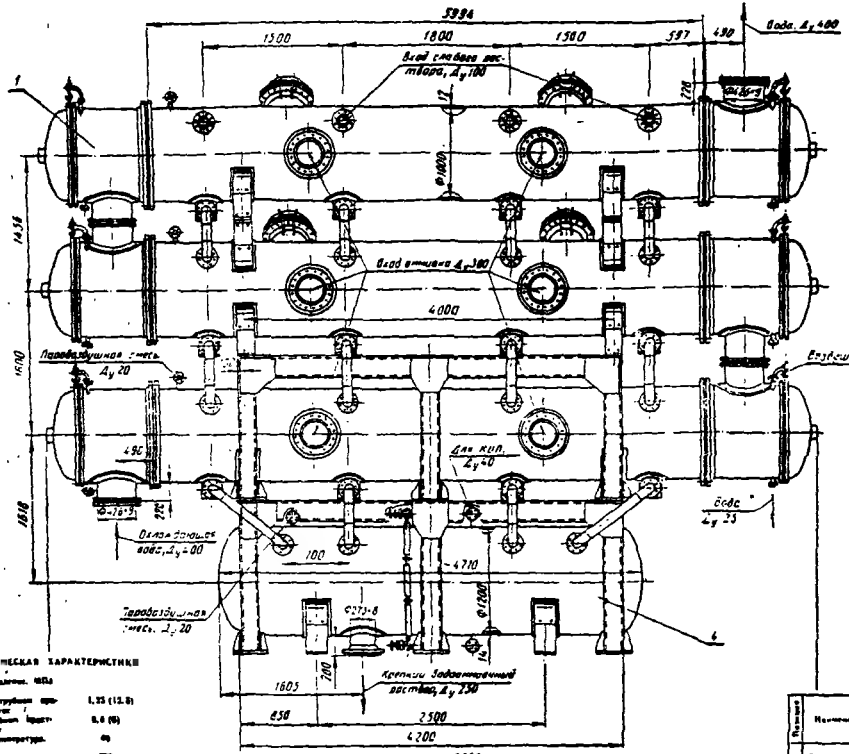


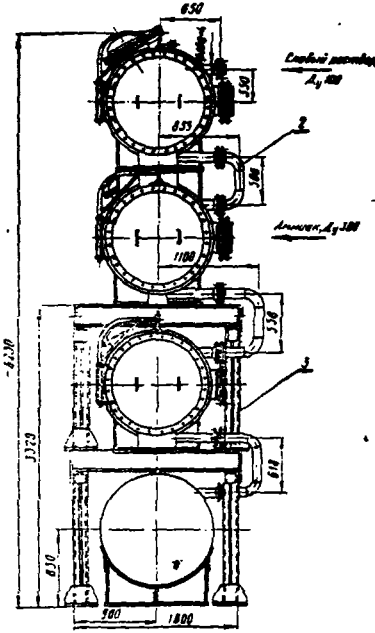


Позиция	Наименование	Количество	Материал
1	Днище	2	Ст обыкн
2	Днище эллиптическое	2	То же
3	Труба [illegible]	380	Сталь 10 ГОСТ 1050—88
4	[illegible]		
5	Фланец эллиптический	4	Сталь 10 ГОСТ 1050—88
6	Патрубок	1	Ст обыкн
7	Патрубок	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
8	Патрубок	1	Ст обыкн
9	Патрубок	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
10	Патрубок	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
11	Патрубок	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
12	Патрубок	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
13	Опора эллиптическая	4	Сталь 10 ГОСТ 1050—88
14	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
15	Труба [illegible]	1	Ст обыкн
16	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
17	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
18	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
19	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
20	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
21	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
22	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
23	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
24	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
25	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
26	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
27	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
28	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
29	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
30	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
31	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
32	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
33	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
34	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
35	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
36	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
37	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
38	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
39	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
40	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
41	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
42	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
43	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
44	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
45	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
46	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
47	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
48	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
49	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
50	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
51	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
52	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
53	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
54	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
55	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
56	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
57	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
58	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
59	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
60	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
61	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
62	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
63	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
64	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
65	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
66	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
67	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
68	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
69	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
70	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
71	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
72	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
73	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
74	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
75	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
76	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
77	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
78	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
79	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
80	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
81	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
82	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
83	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
84	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
85	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
86	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
87	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
88	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
89	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
90	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
91	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
92	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
93	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
94	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
95	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
96	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
97	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
98	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
99	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71
100	Труба [illegible]	1	Ст обыкн ГОСТ 380—71

Кожухотрубный элемент пленочного абсорбера

Лист 8





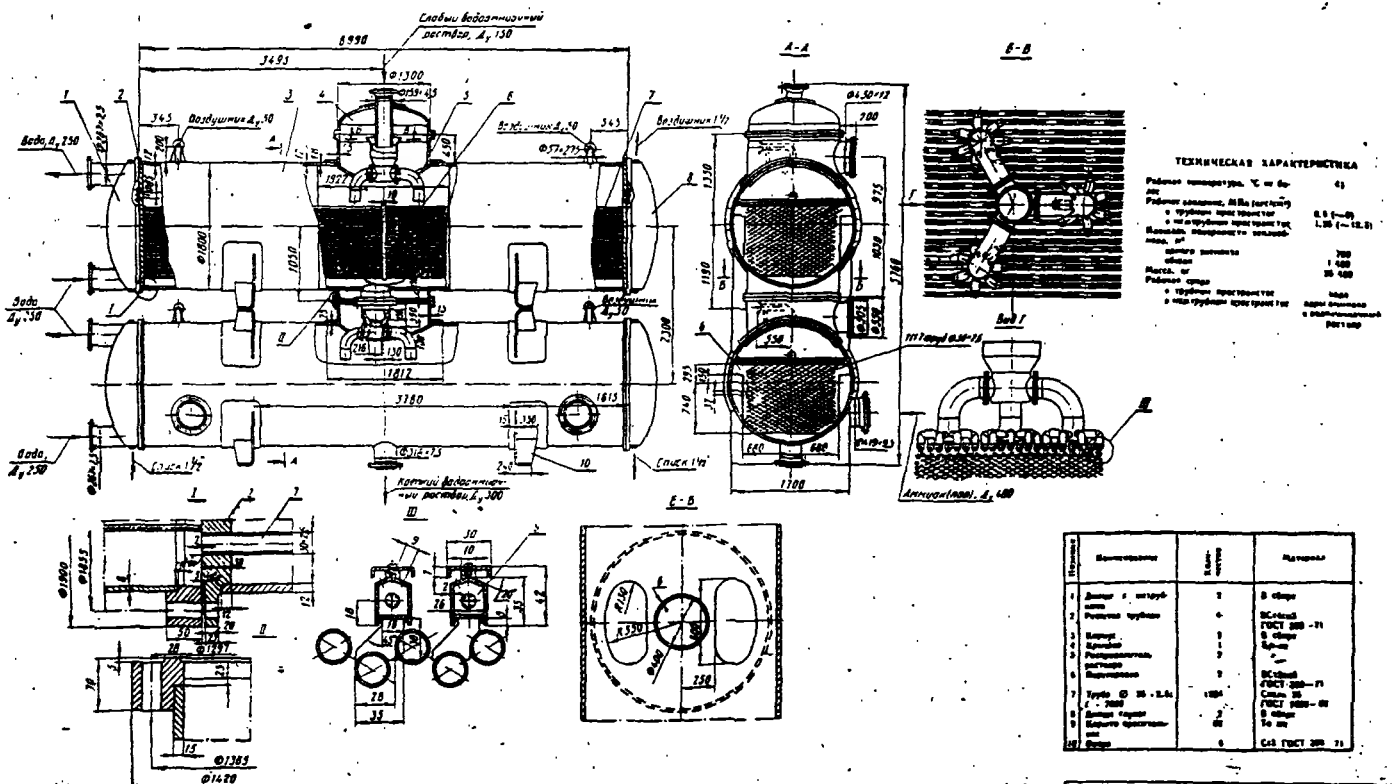
ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Рабочее давление, МПа (кгс/см²)	
в межтрубном пространстве	1,35 (13,8)
в трубном пространстве	0,6 (6)
Рабочая температура, °С	40
Площадь поверхности теплообмена, м²	700
Масса, кг	32 000
Рабочая среда	
в межтрубном пространстве	газожидкостной раствор
в трубном пространстве	вода
Группа	А

Позиция	Наименование	Количество	Материал
1	Элемент абсорбера	3	В сборе
2	Фланец Д, - 100	17	Сталь 10 ГОСТ 1050 -88
3	Металлическая труба	1	В сборе
4	Сборник крепкого раствора	1	-

Абсорбер элементный пленочный

Лист 9

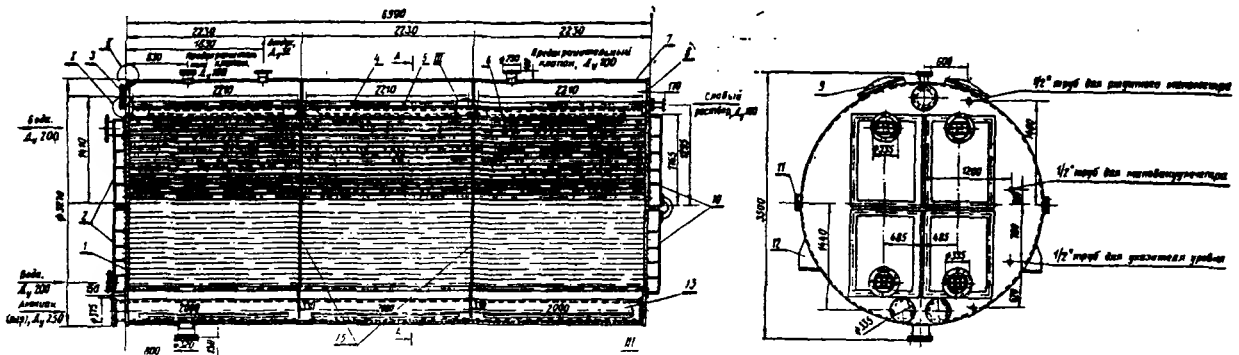


ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Рабочая температура, °С:	
— аммиака	43
Рабочее давление, МПа (кгс/см²):	
• в трубном пространстве	0,6 (–6)
• в межтрубном пространстве	1,35 (–13,5)
Площадь поверхности теплообмена, м²:	
— общая	700
— общая	1 400
Масса, кг	35 400
Рабочая среда:	
• в трубном пространстве	вода
• в межтрубном пространстве	водо-аммиачный раствор

Позиция	Наименование	Кол.	Материал
1	Днище с штуцером	2	В сборе
2	Решетка трубная	4	ВСт3сп5 ГОСТ 380-71
3	Кожух	1	В сборе
4	Крышка	1	Ст3сп5
5	Перегородка	4	"
6	Обечайка	1	"
7	Труба Ø 38×2,5	1284	ВСт3кп2 ГОСТ 3262-75
8	Днище	2	Сталь 20 ГОСТ 9940-81
9	Корпус трубчатый	2	В сборе
10	Лапа	4	Ст3 кп
11	Опора	4	Ст3 ГОСТ 380-71

Абсорбер элементный с напорным оросителем — Лист 10



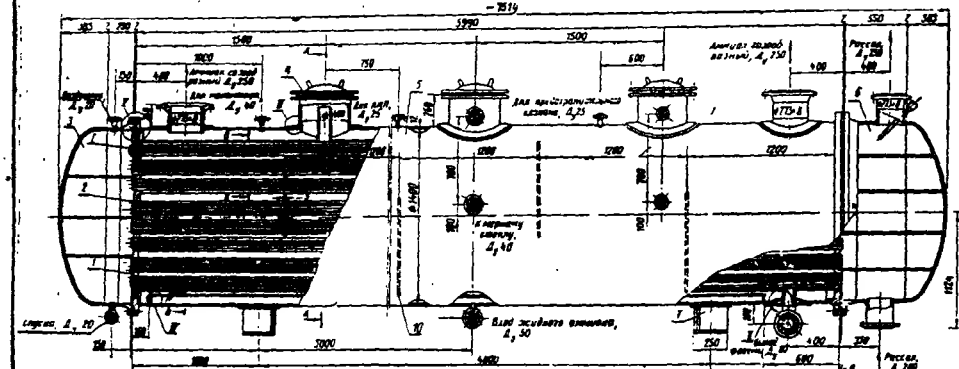
ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

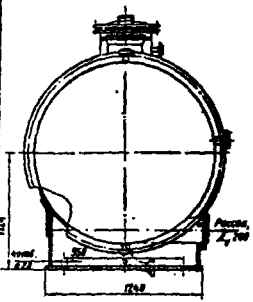
Рабочее давление, МПа (кгс/см²)	
в газотрубном пространстве	1,35 (~13,5)
в трубках	0,6 (~6)
Рабочая температура, °С	90
Емкость поверхности теплообмена, м²	845
Вместимость, м³	3400
Рабочая среда:	
в газотрубном пространстве	газообразные продукты сгорания
в трубках	вода

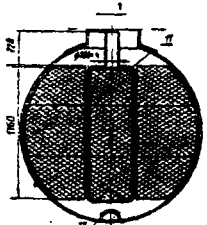
Позиция	Наименование	Количество	Материал
1	Верхняя трубная решетка	1	ВСт3сп3 ГОСТ 380-71
2	Крышка смотровая	4	В сборе
3	Лист для монтажных отверстий	1	То же
4	Труба кипятильная	17	Сталь 10 ГОСТ 1050-88
5	Кольцо кипятильное	56	ВСт3кп2 ГОСТ 380-71
6	Труба Ø 57 × 2,5 ГОСТ 7338	720	Сталь 20 ГОСТ 1050-88
7	Обечайка	1	ВСт3кп2 ГОСТ 380-71
8	Нижняя трубная решетка	1	ВСт3кп2 ГОСТ 380-71
9	Люк	1	В сборе
10	Крышка люка	1	То же
11	Смотровое стекло	6	—
12	Фланец	8	Ст3 ГОСТ 380-71
13	Труба барботажная	2	Сталь 10 ГОСТ 1050-88
14	Фланцевый переход	4	ВСт3кп2 ГОСТ 380-71
15	Опорная подкладка	2	ВСт3кп2 ГОСТ 380-71

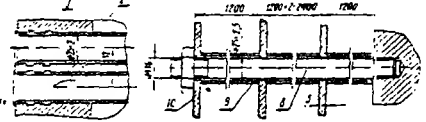
Абсорбер кожухотрубный вертикальный

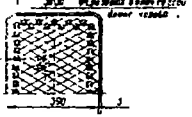
Лист 8

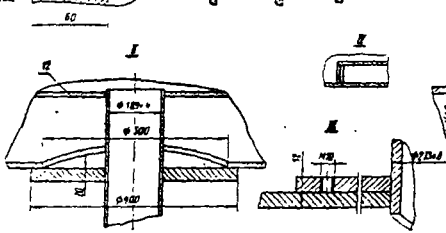


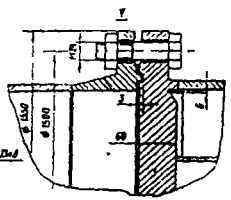


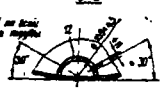












Узел крепления перегородки

Узел крепления

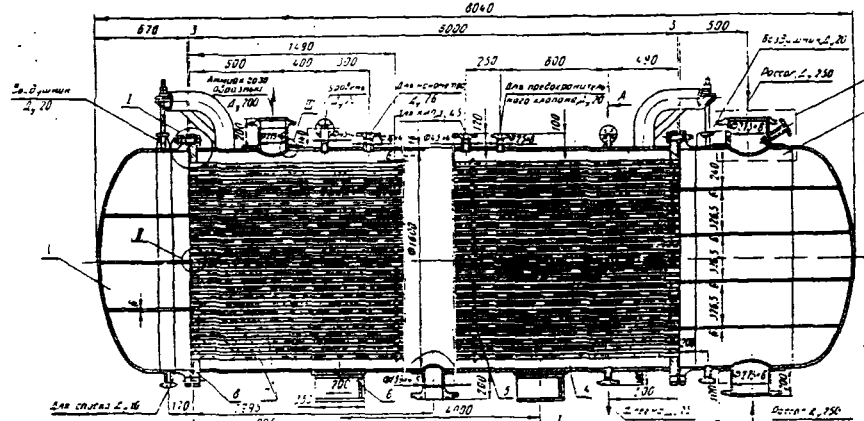
ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

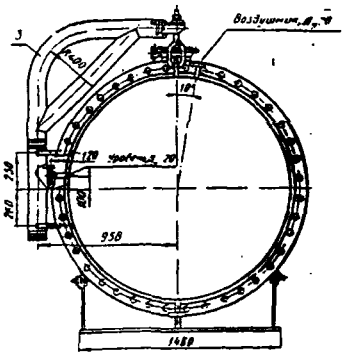
Рабочее давление, МПа (кгс/см²)	
в трубном пространстве	0,6 (—6)
в межтрубном пространстве	1,0 (—10,0)
Рабочая температура, °С	
в трубном пространстве	—10
в межтрубном пространстве	+50
Площадь поверхности теплообмена, м²	8
Число ходов в трубном пространстве	4
Масса, кг	13 500
Рабочая среда	
в трубном пространстве	раствор $CaCl_2$,
в межтрубном пространстве	аммиак

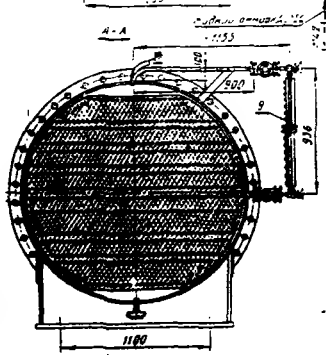
Позиция	Наименование	Количество	Материал
1	Решетка трубная	1	Сталь 09Г2С ГОСТ 5520—79
2	Трубы Ø 25 × 2; l = 6000	1000	Сталь 10Г2 ГОСТ 4543—71
3	Днище	2	Сталь 09Г2С ГОСТ 5520—79
4	Днище	2	В общем 10 на
5	Корпус испаритель	1	"
6	Корпус трубный	1	"
7	Опора	2	Сталь 09Г2С ГОСТ 5520—79
8	Шпилька	2	Сталь 09Г2С ГОСТ 5520—79
9	Трубы [illegible]	6	Сталь 10Г2 ГОСТ 4543—71
10	Перегородка [illegible]	2	Сталь 09Г2С ГОСТ 5520—79
11	[illegible]	1	Сталь 09Г2С ГОСТ 5520—79
12	Клапан [illegible]	1	Сталь 09Г2С ГОСТ 5520—79

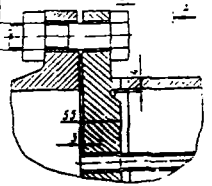
Испаритель кожухотрубный с непрерывным отводом флегмы

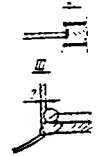
Лист 12

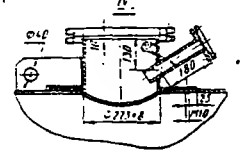


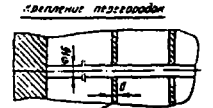


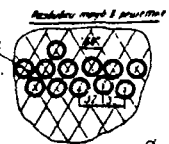












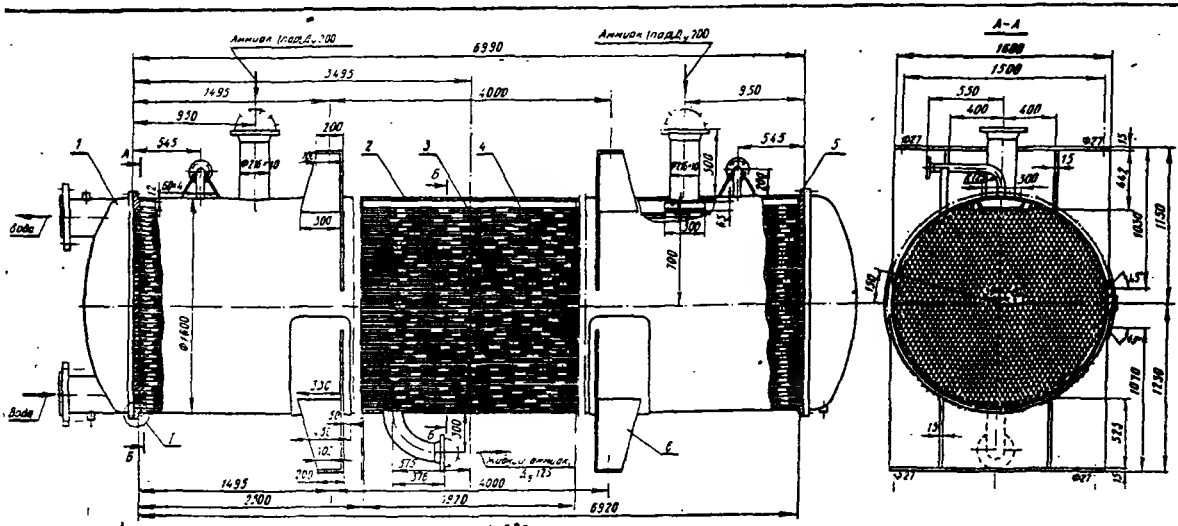
Техническая характеристика

Рабочее давление, МПа (кгс/см²)	
в трубном пространстве	0,6 (~6)
в межтрубном пространстве	1,16 (~12,5)
Рабочая температура, °С	
в трубном пространстве	−40
в межтрубном пространстве	+32
Площадь поверхности теплообмена, м²	318
Число ходов в трубном пространстве	2
Масса, кг	35 300
Рабочая среда	
в трубном пространстве	раствор $CaCO_3$, аммиак
в межтрубном пространстве	аммиак

Позиция	Наименование	Кол.	Материал
1	Днище	2	В общем
2	Корпус цилиндрический	1	Сталь 09Г2С ГОСТ 19281–89
3	Штуцер предохранительного клапана	2	В общем
4	Корпус цилиндрический	1	То же
5	Вертикальная перегородка	1	Сталь 09Г2С ГОСТ 19281–89
6	Фланец	8	Сталь 09Г2С ГОСТ 19281–89
7	Трубы Ø 25 х2,5 L = 6000	1244	Сталь 10Г2 ГОСТ 19040–80
8	Решетка трубная	2	Сталь 09Г2С ГОСТ 19281–89
9	Уплотнительное кольцо	1	В общем

Испаритель кожухотрубный с периодическим отводом флегмы

Лист 13

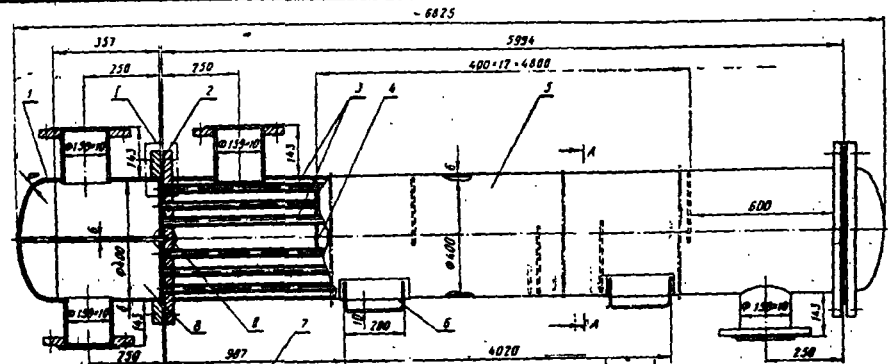


ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Поз.	Наименование	Кол.	Материал
1	Днище	2	В обор
2	Корпус	1	Ст0 ГОСТ 380—71
3	Перегородка аммиач-ная	1	
4	Труба Ø 20 х 2,0; l = 3000	1205	Сталь 10 ГОСТ 1050—88
5	Решетка трубная	2	Вс6ный ГОСТ 380—71
6	Опора	4	Ст0 ГОСТ 380—71

Кожухотрубный конденсатор абсорбционной холодильной машины холодопроизводительностью 4,65 МВт (4 млн ккал/ч)

Лист 44



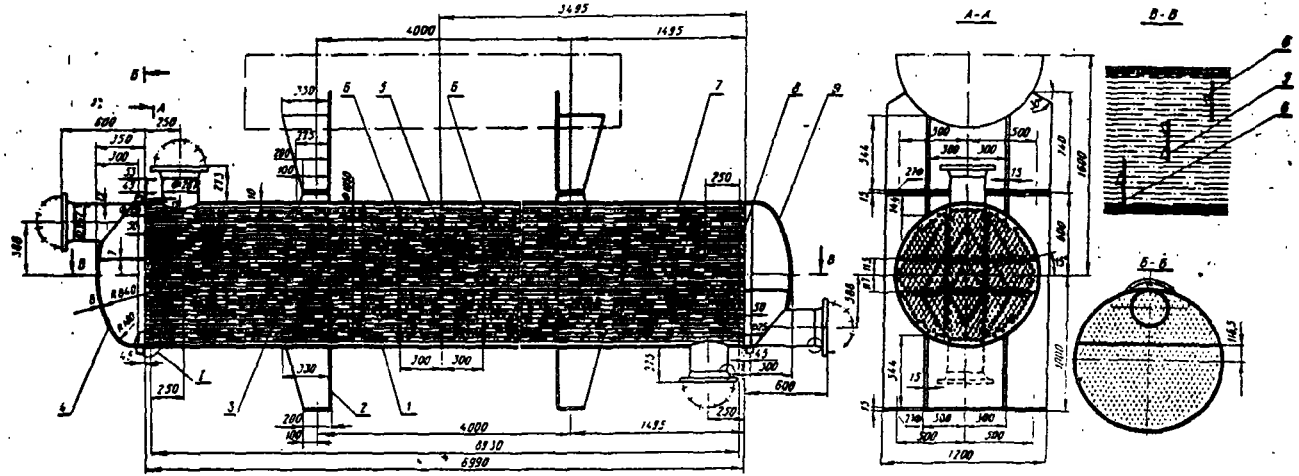
ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Рабочее давление, МПа (кгс/см²)	
в межтрубном пространстве	1,6 (16)
в трубках	1,6 (~ 16)
Рабочая температура, °С	
в межтрубном пространстве	150
в трубках	150
Площадь поверхности теплообмена, м²	980
Рабочая среда	
в межтрубном пространстве	отработанный раствор
в трубках	то же

Номер поз.	Наименование	Количество	Материал
1	Днище	2	В сборе
2	Решетка трубная	2	Ст3сп4 ГОСТ 380—71
3	Труба Ø 38×2,5 / ~ 4800	140	Сталь 10 ГОСТ 1050—88
4	Перегородка межтрубная	13	Ст3сп4 ГОСТ 380—71
5	Корпус теплообменника	1	В сборе
6	Опора	2	Ст3 ГОСТ 380—71
7	Ухо	2	Ст3 ГОСТ 380—71
8	Корпус крышки	1	В сборе

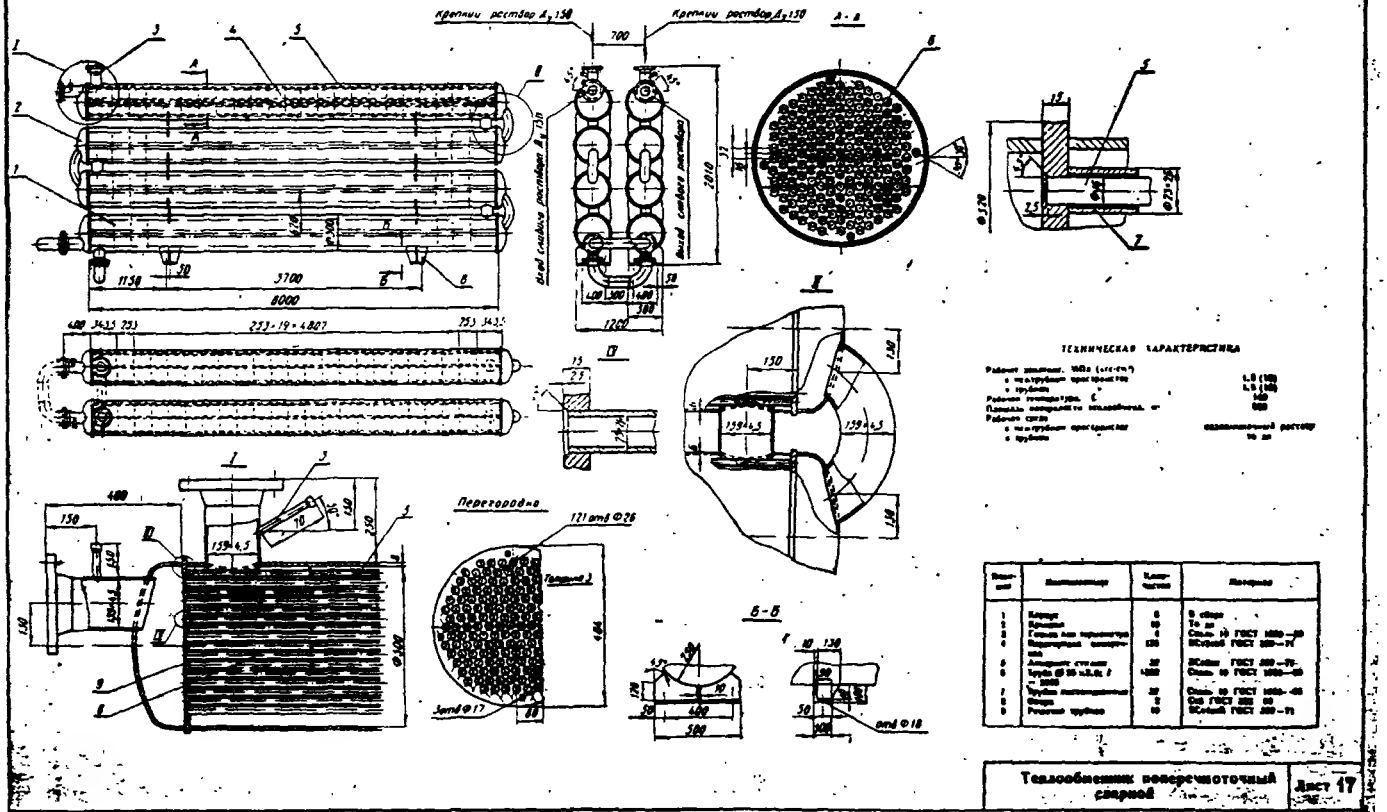
Теплообменник элементный поперечноточный разъемный с крышками

Лист 15



Позиция	Наименование	Кол.	Материал
1	Корпус	1	Ст 3 ГОСТ 380—71
2	Перегородка	1	Ст 3 ГОСТ 380—71
3	Перегородка	1	Ст 3 ГОСТ 380—71
4	Днище	1	Ст 3 ГОСТ 380—71
5	Перегородка	1	Ст 3 ГОСТ 380—71
6	Перегородка	1	Ст 3 ГОСТ 380—71
7	Труба Ø 38×2,5	800	Ст 3 ГОСТ 380—71
8	Решетка трубная	1	Ст 3 ГОСТ 380—71
9	Днище	1	Ст 3 ГОСТ 380—71

Теплообменник элементный продольноточный	Лист 16



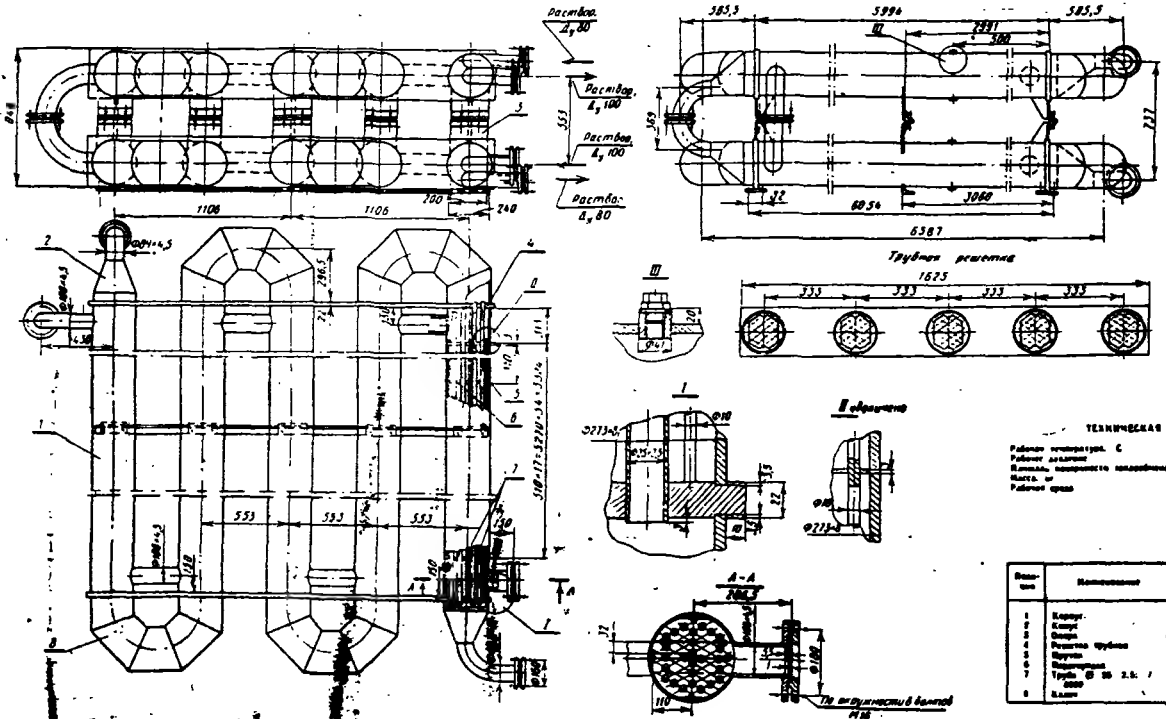
ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

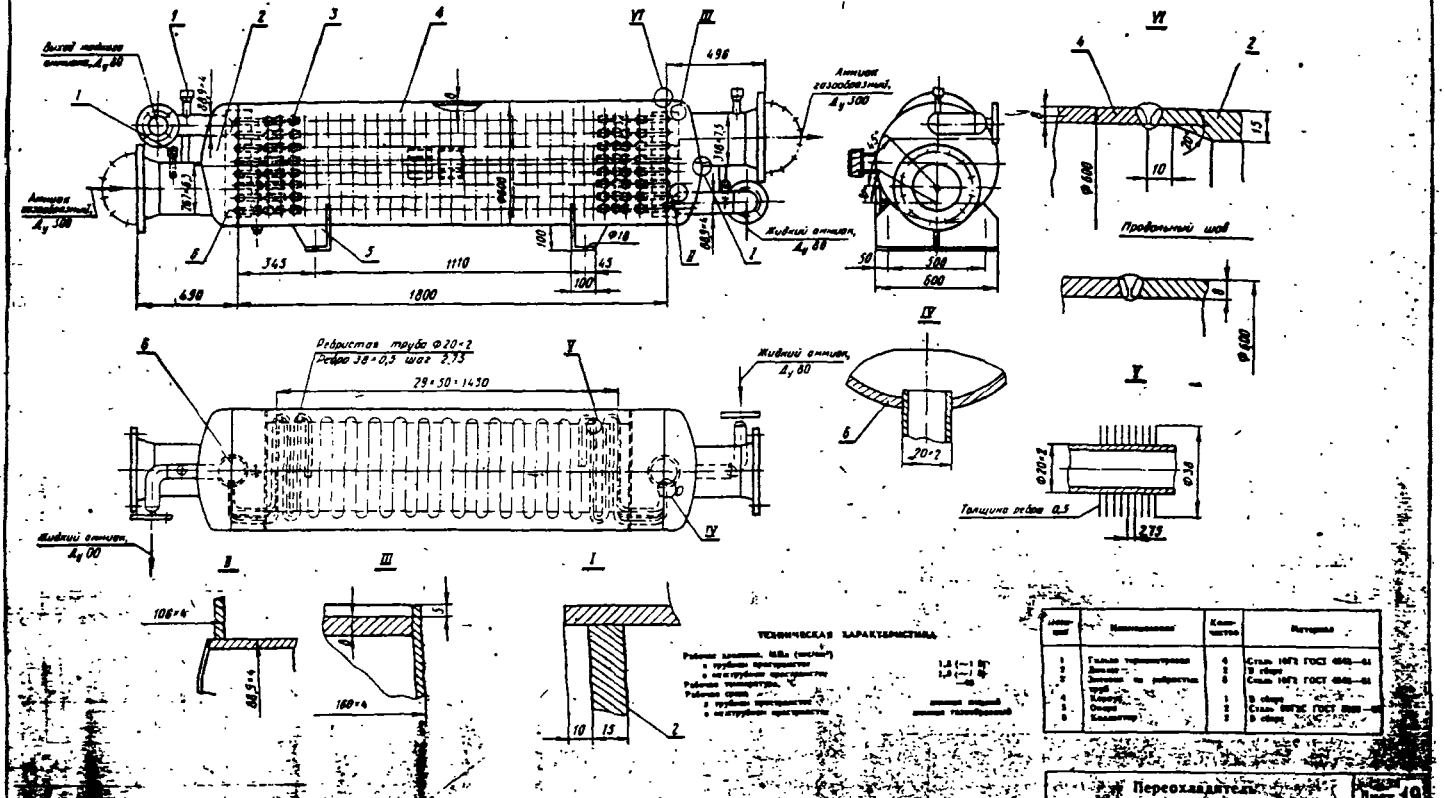
Рабочее давление, МПа (кгс/см²)	
в межтрубном пространстве	1,0 (10)
в трубках	1,0 (10)
Рабочая температура, °С	150
Площадь поверхности теплообмена, м²	600
Рабочая среда	
в межтрубном пространстве	сокомпонентный раствор
в трубках	то же

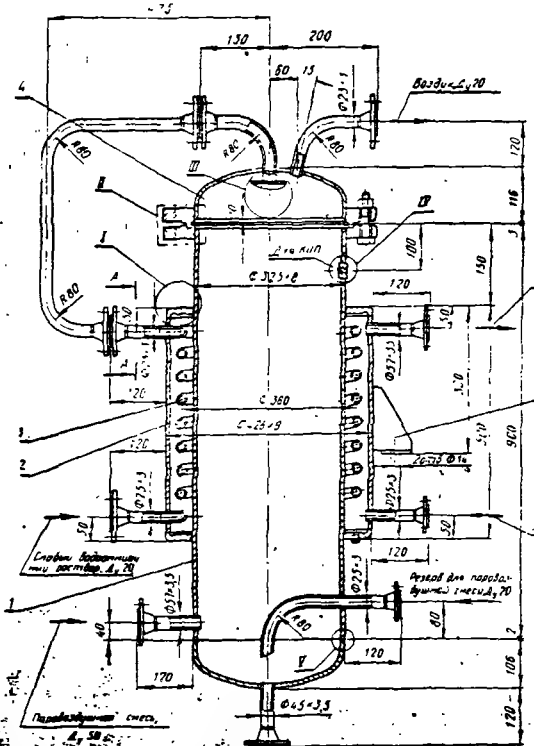
Поз.	Наименование	Кол.	Материал
1	Корпус	1	Ст 3сп ГОСТ 1050—88
2	Трубная решетка	2	Ст 3сп ГОСТ 1050—88
3	Камера распределительная	1	Ст 3сп ГОСТ 1050—88
4	Камера сборная	1	Ст 3сп ГОСТ 1050—88
5	Труба 89×3,5 L = 3800	600	Ст 3сп ГОСТ 8732—78
6	Труба 89×3,5 L = 4000	600	Ст 3сп ГОСТ 8732—78
7	Труба 89×3,5 L = 3800	30	Ст 3сп ГОСТ 1050—88
8	Фланец	2	Ст 3сп ГОСТ 380—88
9	Трубка компенсационная	30	Ст 3сп ГОСТ 1050—88
10	Перегородка	1	Ст 3сп ГОСТ 380—88
11	Трубка	60	Ст 3сп ГОСТ 8732—78

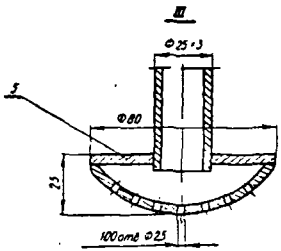
Теплообменник поперечноточный сварной

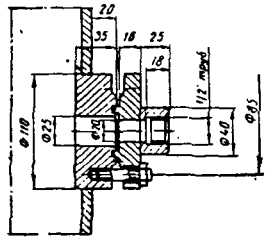
Лист 17

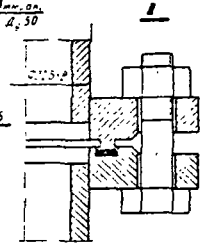

Раствор. Ду 80
Раствор. Ду 100
Раствор. Ду 100
Раствор. Ду 80
1106
1106
700
240
553
553
553
553
1108
5996
585,5
585,5
3991
3060
6054
6587
Трубная решетка
1675
333
333
333
333
А-А
Ф219х6
Ф273х8
Ф108
Ф133
Ф159
Ф194
Ф245
Ф299
Ф325
Ф377
Ф426
Ф480
Ф530
Ф630
Ф720
Ф820
Ф920
Ф1020
Ф1220
Ф1420
Ф1620
Ф1820
Ф2020
Ф2220
Ф2420
Ф2620
Ф2820
Ф3020
Ф3220
Ф3420
Ф3620
Ф3820
Ф4020
Ф4220
Ф4420
Ф4620
Ф4820
Ф5020
Ф5220
Ф5420
Ф5620
Ф5820
Ф6020
Ф6220
Ф6420
Ф6620
Ф6820
Ф7020
Ф7220
Ф7420
Ф7620
Ф7820
Ф8020
Ф8220
Ф8420
Ф8620
Ф8820

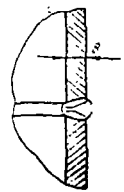

Выход теплоносителя
Вход теплоносителя
Живой аммиак, A_y 80
Аммиак газообразный, A_y 100
Живой аммиак, A_y 80
Ребристая труба Ф20×2
Ребро 38×0,5 шаг 2,75
29×50=1450
Живой аммиак, A_y 100
Продольный шов
Толщина ребра 0,5
Техническая характеристика
Переохладитель кожухозмеевиковый
Лист 19

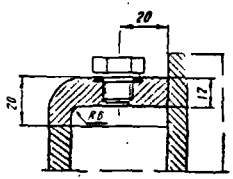


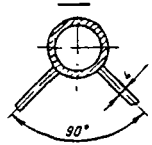










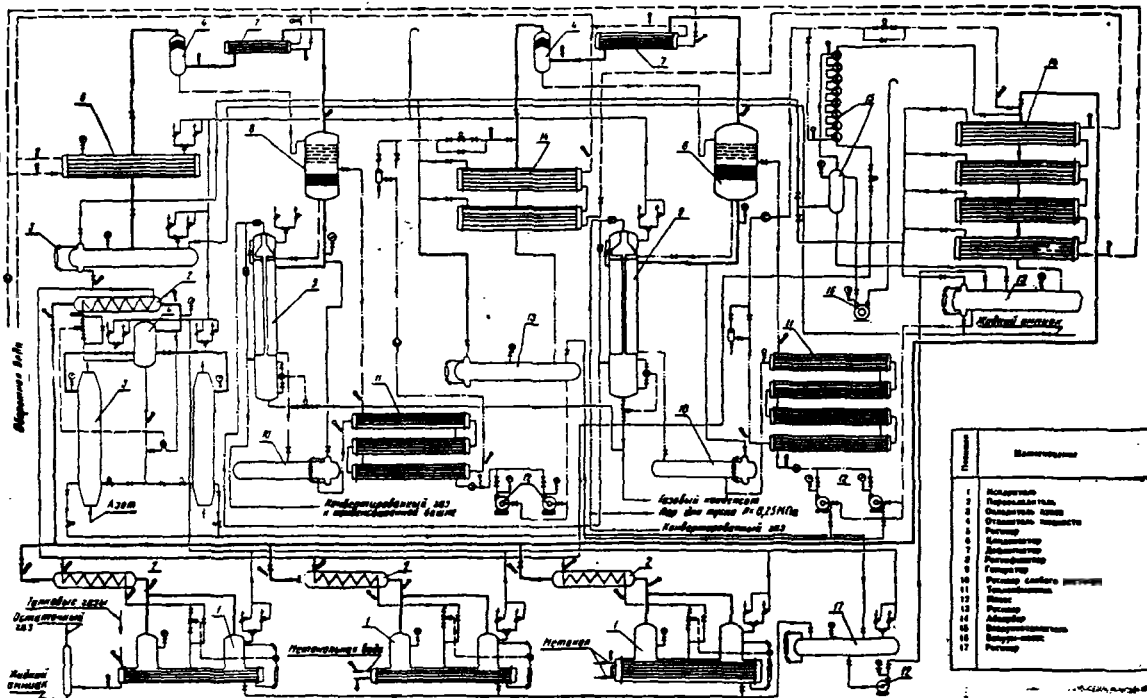


ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Позиция	Наименование	Кол.	Материал
	Корпус внутренний		
	Корпус наружный		
	Штуцер		
	Ø 38 × 3; 1 – 6000		
	Фланец		
	Ограничитель		
	Опора		

Воздухоотделитель

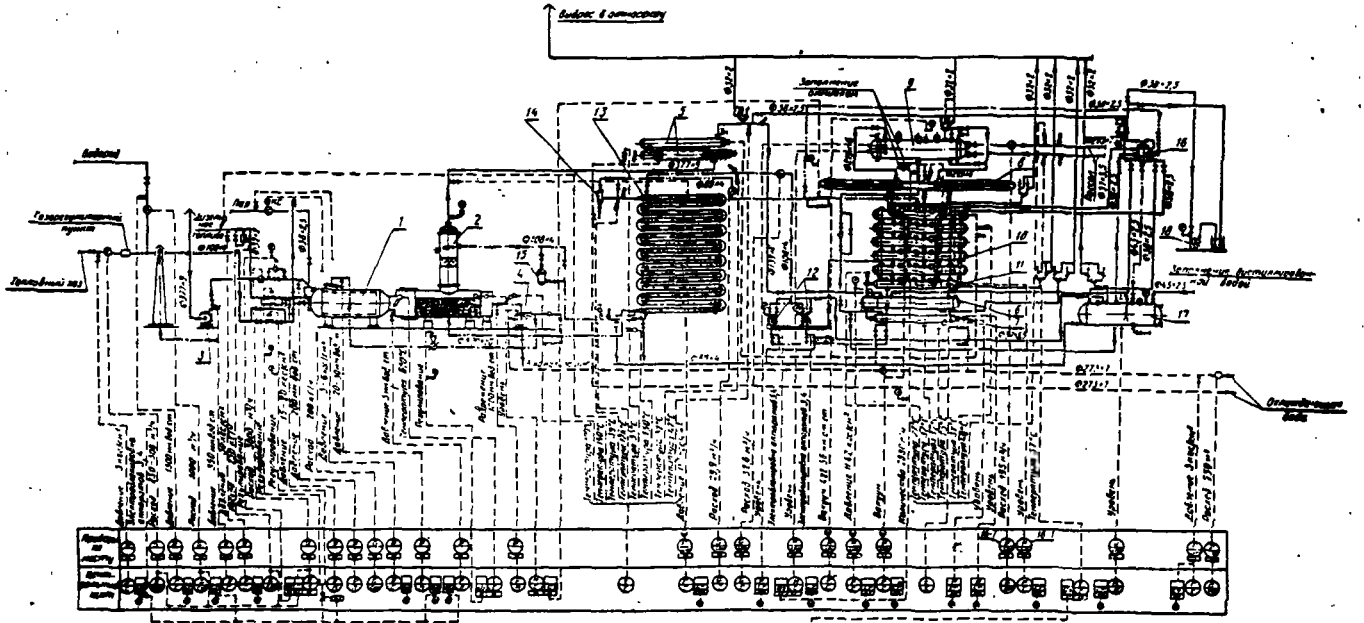
Лист 20



Позиция	Наименование
1	Испаритель
2	Переохладитель
3	Отделитель паров
4	Отделитель жидкости
5	Ректификатор
6	Абсорбер
7	Дефлегматор
8	Конденсатор
9	Генератор
10	Ректификационная колонна
11	Теплообменник
12	Насос
13	Ресивер
14	Сепаратор
15	Циркуляционный насос
16	Вентилятор
17	Градирня

Двухступенчатая абсорбционная водоаммиачная холодильная машина с использованием тепла конвертированных газов цеха синтеза аммиака

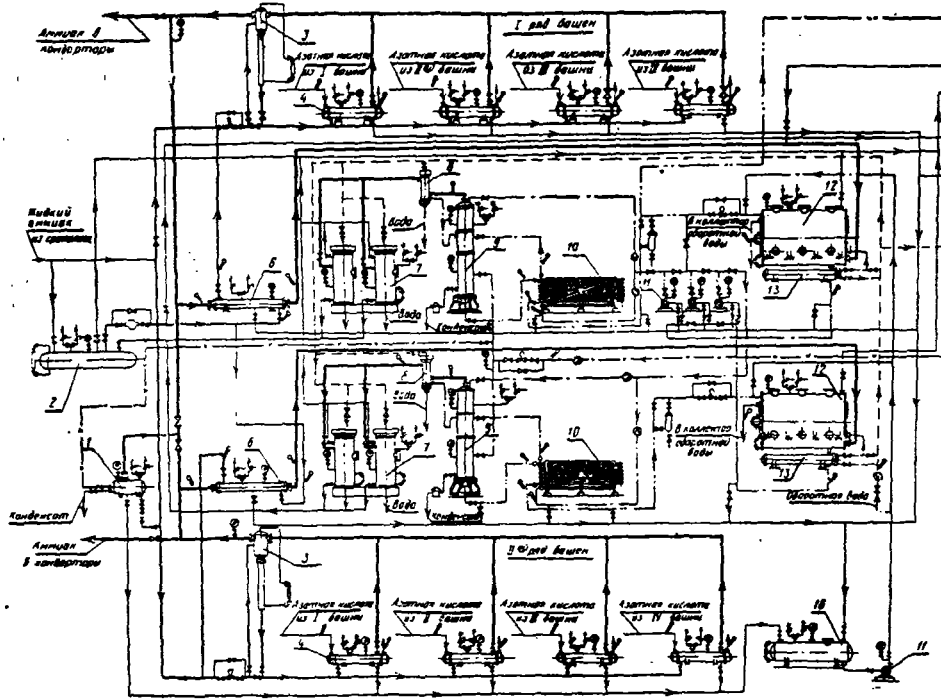
Лист



Позиция	Наименование	Позиция	Наименование	Позиция	Наименование
1	Генератор	7	Ресивер	14	Фильтр слабого раствора
2	Генератор-ректификатор	8	Переохладитель	15	Фильтр крепкого раствора
3	Ректификатор	9	Испаритель	16	Электромагнитный клапан
4	Вентилятор	10	Абсорбер	17	Ресивер
5	Дефлегматор	11	Ресивер	18	Ресивер
6	Конденсатор	12	Насос	19	Воздухоотделитель
		13	Теплообменник		

Одноступенчатая абсорбционная водоаммиачная холодильная машина с газовым обогревом

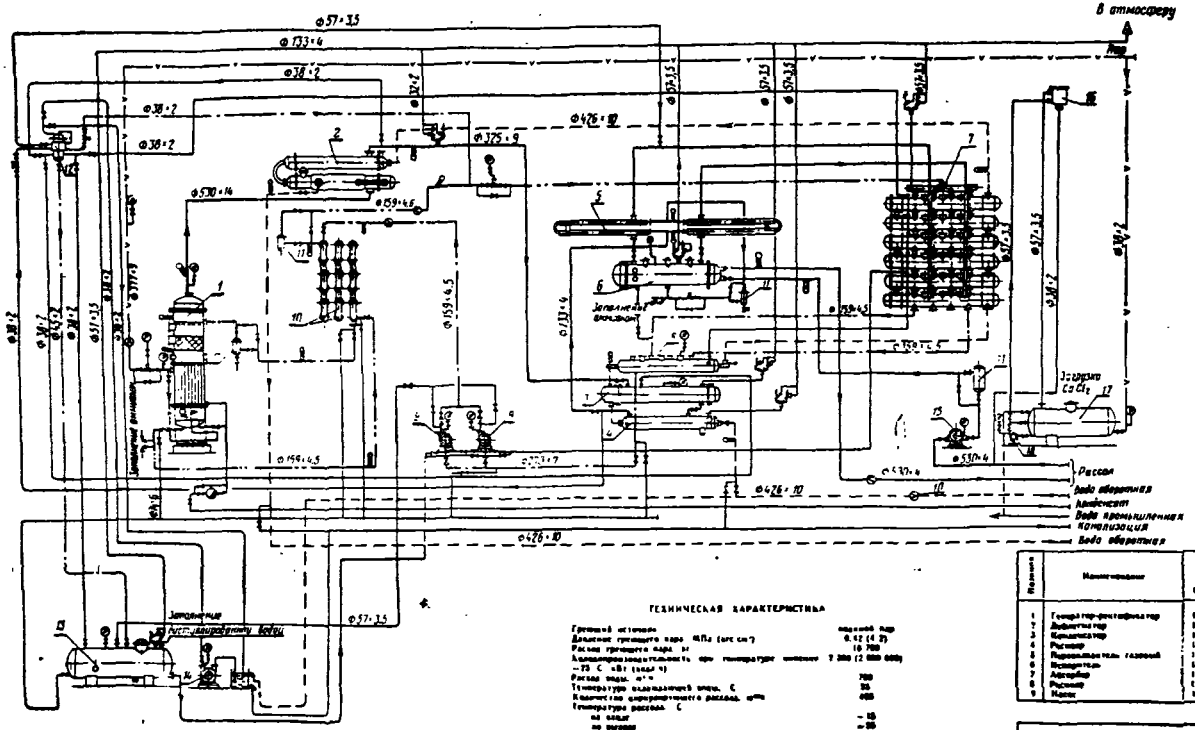
Лист 22



Позиция	Наименование
1	Испаритель рассольный
2	Ресивер аммиачный
3	Отделитель
4	Экстрактор
5	Воздухоотделитель
6	Теплообменник газо-водяной
7	Абсорбер
8	Дефлегматор
9	Газодувка центробежная
10	Холодильник
11	Насос
12	Абсорбер
13	Дефлегматор
14	Сепаратор
15	Кипятильник
16	Ресивер аммиачный

Одноступенчатая абсорбционная водоаммиачная холодильная машина с использованием тепла нитрозных газов производства азотной кислоты

Лист 25



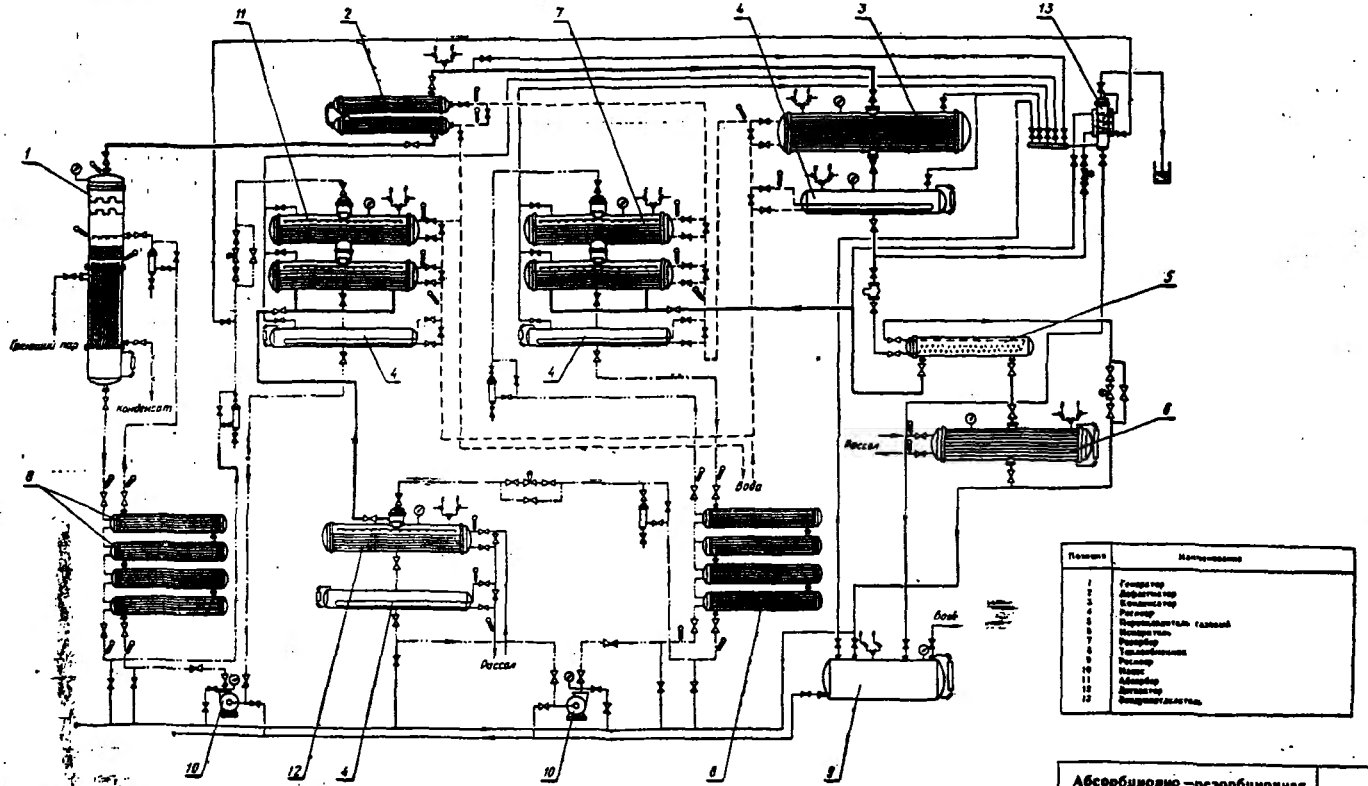
Позиция	Наименование	Позиция	Наименование
1	Генератор-ректификатор	10	Теплообменник
2	Дефлегматор	11	Фильтр
3	Конденсатор	12	Предохранительный
4	Ресивер	13	Ресивер
5	Переохладитель газовый	14	Выпуск газа
6	Испаритель	15	Кран
7	Абсорбер	16	Кран предохранительный
8	Ресивер	17	Электроконтактный
9	Кран	18	Кран

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Греющий источник	паровой пар
Давление греющего пара, МПа (кгс/см²)	0,42 (4,2)
Расход греющего пара, кг	10 700
Холодопроизводительность при температуре кипения −20 °С, кВт (ккал/ч)	7 000 (2 000 000)
Расход воды, м³/ч	700
Температура охлаждающей воды, °С	30
Количество циркулирующего раствора, кг/ч	400
Температура раствора, °С	
на входе	−15
на выходе	−30

Одноступенчатая абсорбционная водоаммиачная холодильная машина с паровым обогревом

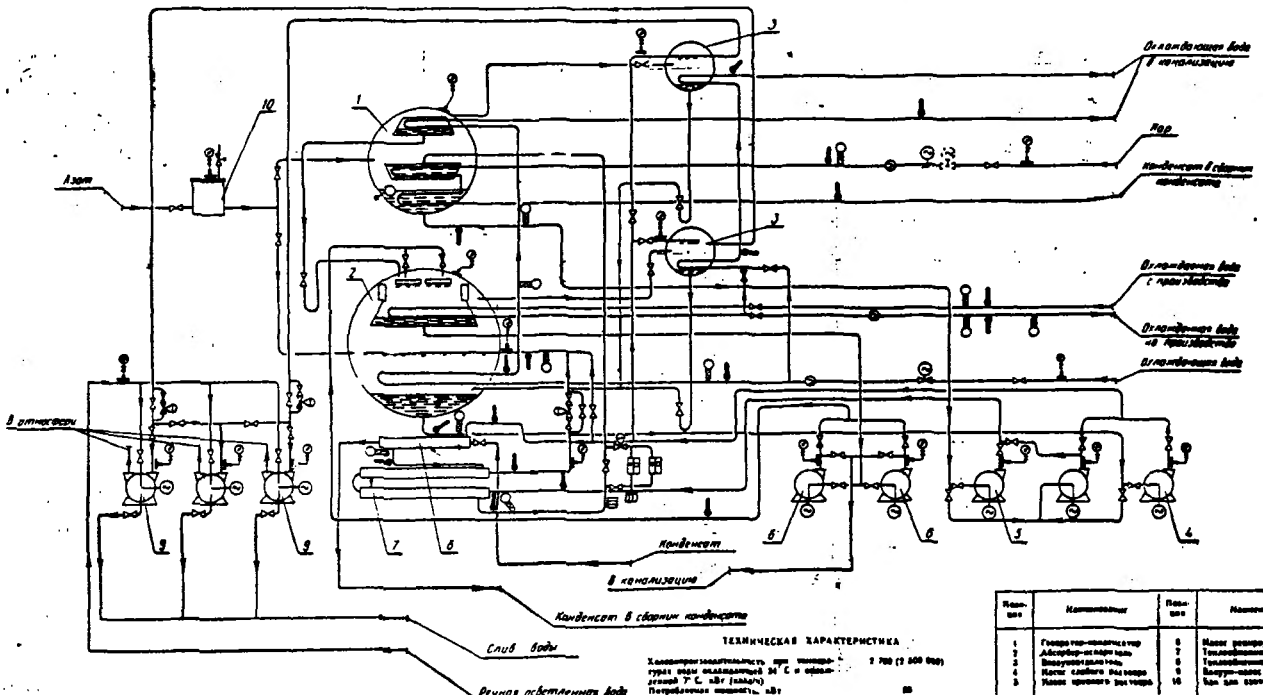
Лист 3



Позиция	Наименование
1	Генератор пара
2	Дефлегматор пара
3	Испаритель пара
4	Ресивер
5	Теплообменник газовый
6	Абсорбер пара
7	Конденсатор
8	Теплообменник
9	Ресивер
10	Насосы
11	Абсорбер
12	Дефлегматор
13	Вспомогательный

Абсорбционно-резорбционная водоаммиачная двухступенчатая холодильная машина

Лист 2



Номер поз.	Наименование	Номер поз.	Наименование
1	Генератор-испаритель	6	Насос рециркуляции воды
2	Абсорбер-испаритель	7	Теплообменник
3	Вакуумметр-манометр	8	Теплообменник
4	Насос слабого раствора	9	Вакуум-насос
5	Насос крепкого раствора	10	Бак для азота

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

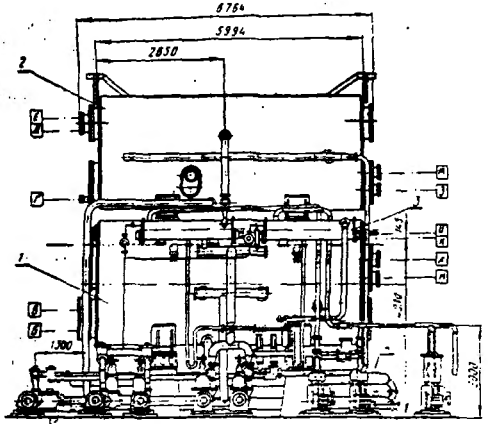
Холодопроизводительность при температуре воды охлаждающей 30 °С и охлаждаемой 7 °С, кВт (ккал/ч)	2 700 (2 600 000)
Потребляемая мощность, кВт	88
Расход воды, м³/ч: охлаждающей	720
охлаждаемой	600
Гарнитура чертеж	
	Пар под давлением 0,13 МПа (1,3 кгс/см²) или горячая вода температурой 130 °С
Калькулят	

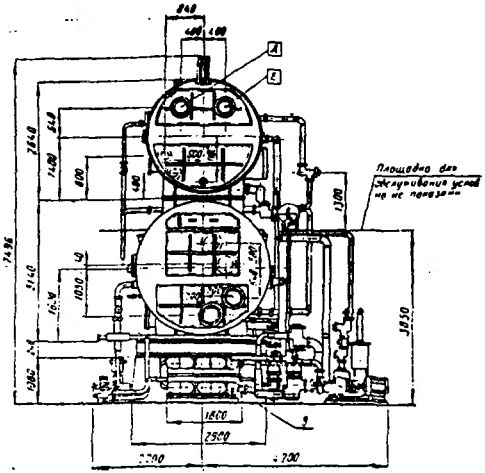
Схема бромистолитиевой холодильной машины

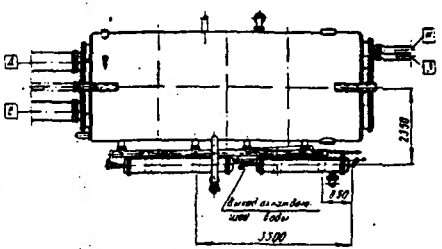
Лист 26

Таблица штуцеров

Обозначение штуцера	d_y	Назначение
А	80	Выход раствора из 1 первой ступени теплообменника
Б	350	Выход охлаждающей воды
В	350	Выход охлаждающей воды
Г	70	Выход конденсата
Д	350	Выход охлаждающей воды
Е	350	Выход охлаждающей воды
Ж	700	Выход крепкой воды
З	700	Выход крепкой воды
И	50	Выход охлаждающей воды
К	50	Выход охлаждающей воды
Л	300	Выход охлаждающей воды
М	300	Выход охлаждающей воды
Н	80	Выход раствора из 1 первой ступени теплообменника
П	100	Выход из ванны насосов





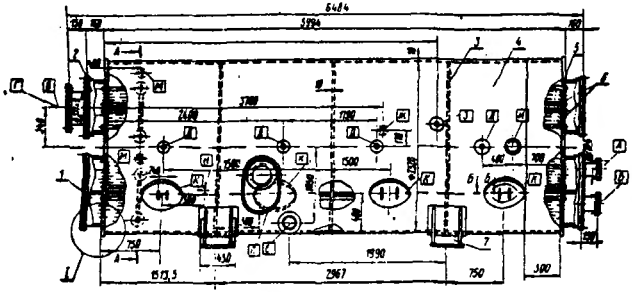


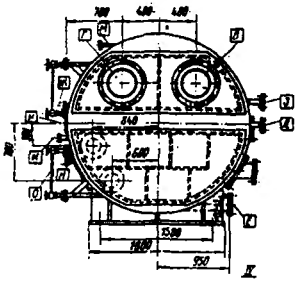
Площадка для обслуживания условно не показана

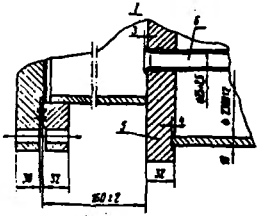
Позиция	Наименование	Количество
1	Аппарат-испаритель	1
2	Генератор-поглотитель	1
3	Выход концентрата	1
4	Теплообменник	1
5	Насос циркуляционный	1
6	Насос регенеративный	1
7	Насос слабого раствора	1
8	Насос крепкого раствора	1
9	Ресиверитель раствора	1

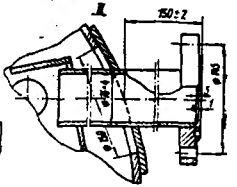
Агрегат бромистолитиевой холодильной машины

Лист 27

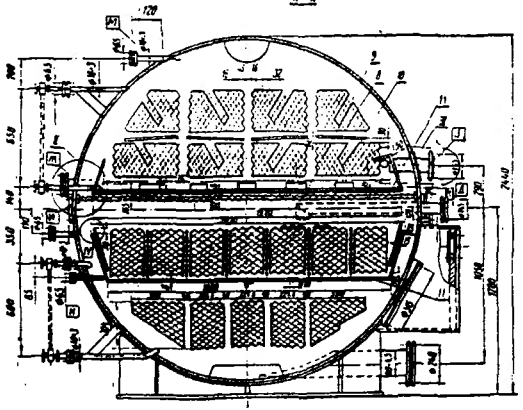


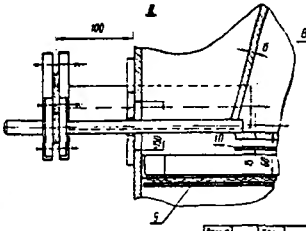






А-А

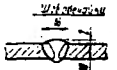




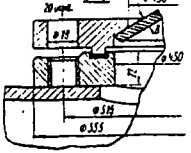
Вид В



Шов сварной



Б-Б



ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Рабочая температура, °С	до 180
Рабочее давление, Ра (кгс/см²)	
в трубном пространстве	700 (7)
в межтрубном пространстве	до 6000 (60)
Площадь поверхности теплообмена, м²:	
генератора	430
конденсатора	430
Рабочая среда	раствор бромистого лития

Таблица штуцеров

Обозначение штуцера	D_y	Количество	Назначение
А	200	1	Выход греющей воды
Б	200	1	Вход греющей воды
Д	150	1	Выход охлаждающей воды
Г	150	1	Вход охлаждающей воды
Д	70	4	Вход раствора
Е	150	1	Выход крепкого раствора
И	50	1	Слив конденсата
З	70	1	Отвод воздушной смеси
И	150	2	Смотровое окно
К	450	4	Лазы
Л	—	1	Для установки регулятора
М	15	2	Для вакуумметра
Н	15	1	Для слива раствора
О	15	4	Для указателя уровня

Позиция	Наименование	Количество	Материал
1	Крышка глухая	2	В сборе
2	Крышка со штуцерами	2	То же
3	Перегородка	3	ВСт3пс5 ГОСТ 380—71
4	Каркас	1	В сборе
5	Решетка трубная	2	ВСт4кп2 ГОСТ 380—71
6	Трубы Ø 25 х 2,5 l = 6000	1975	Сталь 10 ГОСТ 1050—88
7	Опора	2	Ст3 ГОСТ 380—71
8	Отбойник	16	В сборе
9	Сетка	6	То же
10	Экран	4	"
11	Каркас	8	"